

Slip control system for motor vehicle - lowers engine torque and effects braking of driven wheel when slip or spin of driving wheel is large

Patent Assignee: MAZDA MOTOR CORP (MAZD)

Inventor: HARADA Y; NISHIMURA E; NOBUMOTO K; ONAKA T

Patent Family (3 patents, 2 countries)							
Patent Number	Kind	Date	Application Number	Kind	Date	Update	Type
DE 3724574	A	19880204	DE 3724574	A	19870724	198806	B
US 4884651	A	19891205	US 198776172	A	19870721	199006	E
DE 3724574	C2	19960605	DE 3724574	A	19870724	199627	E

Alerting Abstract DE A

The slip control system includes a unit for adjusting the engine torque and a unit for adjusting the brake power of one brake assigned to the driving wheel (2,3). A detector determines the slip condition of the driving wheel. A slip control unit (Us) is provided, which on the basis of a signal from the detector, to the effect that the size of the slip is the same or greater than a specified slip value, reduces the torque of the engine

Equivalent Alerting Abstract US A

The vehicle slip control apparatus is designed so as to enable the slip control to be done by causing the output torque of the engine to be reduced and operating the brake when an amount of a slip or spinning of the driven wheels is large. A control ratio of the slip control by the brake to the slip control by the engine is altered to an optimum value in accordance with requirements for the driving of the vehicle.

The feedback control of the throttle valve using the throttle control unit UT is designed to be carried out by way of the PI-PD control so as to compensate for a variation in response speeds of the engine. That is, the opening of the throttle valve is regulated by way of PI-PD control to coincide the present slip ratio with the target slip ratio during the slip control of the driven wheels.

ADVANTAGE - Provides easy start feeling on slippery road.

Title Terms /Index Terms/Additional Words: SLIP; CONTROL; SYSTEM; MOTOR; VEHICLE; LOWER ; ENGINE; TORQUE; EFFECT; BRAKE; DRIVE; WHEEL; SPIN

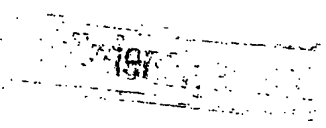


DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3724574 A1**

⑤① Int. Cl. 4:
B 60 K 28/16
B 60 T 8/32

②① Aktenzeichen: P 37 24 574.0
②② Anmeldetag: 24. 7. 87
④③ Offenlegungstag: 4. 2. 88



DE 3724574 A1

③⑩ Unionspriorität: ③② ③③ ③①
24.07.86 JP P 172700/86 30.07.86 JP P 177776/86

⑦① Anmelder:
Mazda Motor Corp., Hiroshima, JP

⑦④ Vertreter:
Louis, D., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat., 8183
Rottach-Egern; Pöhlau, C., Dipl.-Phys., 8500
Nürnberg; Lohrenz, F., Dipl.-Ing., 8130 Starnberg;
Segeth, W., Dipl.-Phys., Pat.-Anw., 8500 Nürnberg

⑦② Erfinder:
Harada, Yasuhiro; Nobumoto, Kazutoshi; Nishimura,
Eizi; Onaka, Toru, Hiroshima, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Einrichtung zur Schlupfsteuerung an einem Kraftfahrzeug

Eine Einrichtung zur Schlupfsteuerung von Kraftfahrzeugen zum Zweck der Verhinderung eines Durchdrehens eines Antriebsrades des Kraftfahrzeuges auf einer Fahrbahn, bei der die Schlupfsteuerung durch Herabsetzung des Motor-drehmoments und durch Betätigung einer Bremse des angetriebenen Rades erfolgt, sobald das Ausmaß des Schlupfes oder Durchdrehens des Antriebsrades groß ist. Dabei wird das Steuerverhältnis der Schlupfsteuerung mittels Bremse und der Schlupfsteuerung mittels Motor jeweils auf einen Optimalwert in Abhängigkeit von den durch den Fahrzustand des Kraftfahrzeuges gegebenen Erfordernissen eingestellt.

DE 3724574 A1

1. Einrichtung zur Schlupfsteuerung von Kraftfahrzeugen zum Zweck der Verhinderung eines Durchdrehens eines Antriebsrades des Kraftfahrzeuges auf einer Fahrbahn, bei der das an das Antriebsrad abgegebene Drehmoment gesteuert wird, **gekennzeichnet durch** eine Einrichtung zur Einstellung des Drehmoments einer Kraftquelle, eine Einrichtung zur Einstellung der Bremskraft einer dem Antriebsrad zugeordneten Bremse, einen Detektor zur Ermittlung des Schlupfzustandes des Antriebsrades auf der Fahrbahn, eine Schlupfsteuereinrichtung, die aufgrund eines Signales des Detektors, daß das Ausmaß des Schlupfes gleich oder größer als ein vorgegebener Schlupfwert ist, über die Einrichtung zur Einstellung des Drehmoments das Drehmoment der Kraftquelle reduziert und über die Einrichtung zur Einstellung der Bremskraft eine Bremskraft an dem Antriebsrad anlegt, eine Einrichtung zur Änderung des Verhältnisses zwischen der Schlupfsteuerung durch Drehmomentreduzierung und Schlupfsteuerung durch Bremsung des Antriebsrades (Steuerverhältnis) und eine Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses in Abhängigkeit von den Erfordernissen des Fahrzustandes des Kraftfahrzeuges.
2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Schlupfsteuereinrichtung eine erste Steuereinrichtung für die Einrichtung zur Einstellung des Drehmoments der Kraftquelle aufweist, welche das Antriebsrad im Sinne einer Einsteuerung des Schlupfes auf einen ersten Sollwert beeinflusst, und weiterhin eine zweite Steuereinrichtung für die Einrichtung zur Einstellung der Bremskraft aufweist, welche das Antriebsrad im Sinne einer Einsteuerung des Schlupfes auf einen zweiten Sollwert beeinflusst, und daß die Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses das Verhältnis des ersten und des zweiten Sollwertes verändert.
3. Einrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses so ausgebildet ist, daß nur der erste oder der zweite Sollwert verändert wird.
4. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Mittel vorgesehen sind, um festzustellen, ob das Kraftfahrzeug festhängt oder nicht, und daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses das Steuerverhältnis für das Anlegen der Bremskraft erhöht, wenn das Fahrzeug festhängt.
5. Einrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses das Steuerverhältnis für das Anlegen einer Bremskraft erhöht, indem die Schlupfsteuerung durch Einstellung des Drehmoments aufgehoben wird.
6. Einrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses als Mittel zur Feststellung, ob das Kraftfahrzeug festhängt oder nicht, einen Drehzahldetektor aufweist, der feststellt, ob die Differenz zwischen dem linken und rechten Antriebsrad des Kraftfahrzeuges gleich oder größer als eine vorgegebene Differenzdrehzahl ist.
7. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Mittel zur Feststellung eines Beschleunigungsbedarfs des Kraftfahrzeuges vorgesehen sind und daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses das Steuerverhältnis für die Anlegung einer Bremskraft erhöht, wenn ein Beschleunigungsbedarf besteht.
8. Einrichtung nach den Ansprüchen 2 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses das Steuerverhältnis für die Anlegung der Bremskraft erhöht, indem der zweite Sollwert erniedrigt wird.
9. Einrichtung nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittel zur Feststellung eines Beschleunigungsbedarfes einen Detektor zur Feststellung der Betätigungsgeschwindigkeit oder des Betätigungsweges des Gaspedals aufweisen, der ein Signal abgibt, wenn die Betätigungsgeschwindigkeit oder der Betätigungsweg des Gaspedals gleich oder größer einem vorbestimmten Wert ist.
10. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses von Hand einstellbar ist.
11. Einrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses einen Wahlschalter zur Festlegung eines Steuerverhältnisses aus mindestens zwei vorgegebenen Steuerverhältnissen beinhaltet.
12. Einrichtung nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Bremse eine Einrichtung zur Feststellung eines Überhitzungszustandes der Bremse zugeordnet ist und daß eine Korrekturvorrichtung vorgesehen ist, welche das durch manuelle Auswahl festgelegte Steuerverhältnis im Sinne einer Absenkung des Steuerverhältnisses für die Anlegung einer Bremskraft absenkt, wenn der Detektor eine Überhitzung der Bremse feststellt.
13. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses einen Detektor zur Feststellung des Fahrbahn-Reibkoeffizienten aufweist, daß eine automatische Einstellvorrichtung zur Festlegung des Steuerverhältnisses in Abhängigkeit von dem ermittelten Fahrbahn-Reibkoeffizienten vorgesehen ist und daß eine von Hand betätigbare Wähleinrichtung vorgesehen ist, durch die die automatische Einstellvorrichtung in und außer Funktion setzbar ist.
14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses einen Drehzahldetektor aufweist, der feststellt, ob das Verhältnis der Drehzahlen des linken und rechten Antriebsrades gleich oder größer als ein vorbestimmter Verhältniswert ist.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zur Schlupfsteuerung an einem Kraftfahrzeug und insbesondere eine solche Einrichtung zur Schlupfsteuerung, durch die ein übermäßiges Durchrutschen oder Durchdrehen von Antriebsrädern auf einer Fahrbahn durch Steuerung des diesen Antriebsrädern zugeführten Drehmoments verhindert wird. 5

Die Verhinderung eines übermäßigen Durchrutschens oder Durchdrehens der angetriebenen Räder eines Kraftfahrzeuges auf einer Fahrbahn ist sowohl vom Standpunkt der Sicherheit als auch vom Standpunkt des Fahrverhaltens, nämlich der Übertragung der Antriebskraft auf die Fahrbahn, von wesentlicher Bedeutung. Sie kann durch Verringerung des den Antriebsrädern zugeführten Drehmoments erreicht werden, da dieses Drehmoment die Ursache für den übermäßigen Schlupf bzw. das Durchdrehen ist. 10

Schlupf-Steuersysteme dieser Art sind bereits in der JP-OS 16 948/1983 (entsprechend US-PS 44 84 280) und der JP-OS 56 662/1985 (entsprechend US-PS 45 83 611) beschrieben. Bei diesen beiden Steuersystemen kommt in jedem Fall eine Technik zum Einsatz, gemäß der die Bremskraft der Bremse an den Antriebsrädern zur Wirkung gebracht wird und das vom Motor abgegebene Drehmoment selbst ebenfalls verringert wird, um das den Antriebsrädern zugeführte Drehmoment zu reduzieren. 15

Im einzelnen beschreibt hierzu die JP-OS 16 948/1983 ein System, in dessen Rahmen die Abbremsung der Antriebsräder nur dann erfolgt, wenn die Antriebsräder nur in geringem Ausmaß durchrutschen, während das vom Motor abgegebene Drehmoment zusätzlich zur Abbremsung der Antriebsräder dann verringert wird, wenn die Antriebsräder in starkem Maße durchdrehen. Die JP-OS 56 662/1985 beschreibt ein System, bei dem nur dasjenige Antriebsrad der beiden Antriebsräder abgebremst wird, an dem — im Vergleich zum anderen Antriebsrad — der größere Schlupf auftritt, jedoch bei Auftreten eines starken Schlupfes an beiden Antriebsrädern auch beide Antriebsräder abgebremst werden und zusätzlich das Motordrehmoment verringert wird. Diese Steuersysteme nach dem Stand der Technik gemäß den beiden JP-Offenlegungsschriften sehen deshalb eine Abbremsung der Antriebsräder mittels der Bremse in erster Linie vor, während die Verringerung des Motordrehmoments erst in zweiter Linie zur Anwendung kommt. 20 25

Beide Steuerprinzipien, nämlich die Schlupfsteuerung durch Regelung der Bremskraft und die Schlupfsteuerung durch Regelung des Motordrehmoments, haben ihre Vor- und Nachteile. Die Schlupfsteuerung mittels Bremse ist bezüglich ihres Ansprechverhaltens überlegen, neigt jedoch zur Erzeugung von Rucken, die das Fahrgefühl beeinträchtigen. Darüber hinaus ist sie im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit wegen des damit verbundenen Energieverbrauches und auch im Hinblick auf die Lebensdauer der Bremse von Nachteil. Die Schlupfsteuerung mittels Motordrehmoment ergibt glatte und ruckfreie Veränderungen des Antriebsmoments, was dem Fahrkomfort zugute kommt, und verhindert die Abgabe nicht benötigten Drehmoments, so daß hierdurch die Wirtschaftlichkeit verbessert ist. Ihr Nachteil liegt jedoch darin, daß ihr Ansprechverhalten schlecht ist. 30 35

Aus dem vorstehenden ergibt sich, daß ein System vorzuziehen ist, bei dem sowohl die Schlupfsteuerung mittels Bremskraft als auch die Schlupfsteuerung durch Reduktion des Motordrehmoments zur Anwendung kommt, sobald das Ausmaß des Schlupfes oder Durchdrehens zumindest der Antriebsräder groß ist. Darüber hinaus erweist sich die Anwendung der beiden Arten von Schlupfsteuerungen insofern als vorteilhaft als ein rasches Ansprechen, Fahrkomfort, eine hohe Wirtschaftlichkeit und eine hohe Lebensdauer in ausgeglichenem Maße miteinander verbunden werden können. 40

Bei der Durchführung sowohl der Schlupfsteuerung mittels Bremskraft als auch der Schlupfsteuerung durch Regelung des Motordrehmoments muß jedoch festgelegt werden, in welchem Verhältnis das an die Antriebsräder zum Zweck der Schlupfsteuerung abgegebene reduzierte Drehmoment durch eine Reduktion des Motordrehmoments und eine Verringerung des Drehmoments durch Einwirkung der Bremskraft reduziert werden soll, d. h. welches Steuerverhältnis zwischen der Verringerung des Motordrehmoments und der Bremskraft vorliegen soll. Wenn dieses Steuerverhältnis als Optimalwert für einen bestimmten Fahrzustand konstant festgelegt wird, gilt es nicht auch als zufriedenstellend für andere Fahrzustände. Dies muß beachtet werden in Fällen, in denen beispielsweise das Fahrzeug in Schlamm oder sonstigem ungünstigen Untergrund festhängt oder in denen der Fahrer bestimmte Anforderungen stellt. 45 50

Wenn der Fahrer beschleunigen will, dann ist ein rasches Ansprechen auf den Beschleunigungsbedarf wünschenswert, wobei zugleich aber die Antriebsräder an einem übermäßigen Durchrutschen mittels der Schlupfsteuerung gehindert werden sollen. Insbesondere in Fällen, in denen das oben erwähnte Steuerverhältnis in der Absicht festgelegt ist, die Häufigkeit des Bremseneinsatzes herunterzusetzen, wird das Ausgangsdrehmoment des Motors als Kraftquelle in beträchtlichem Ausmaß reduziert. Folglich besteht hier die Aufgabe, die Beeinträchtigung der Beschleunigung, die mit einer Reduzierung des Ausgangsdrehmoments einhergeht, zu vermeiden, d. h. eine Verzögerung bei der gewünschten Erhöhung des Ausgangsdrehmoments zu verhindern. 55

Es gibt Fälle, in denen das Fahrzeug bewegungslos festliegt, weil die Antriebsräder (oder ein Antriebsrad) auf grundloser Fahrbahn, beispielsweise im Schlamm, stehen. In diesen Fällen sollte normalerweise der Fahrer das Fahrzeug langsam in Gang zu setzen versuchen, indem die Kupplung geschickt und vorsichtig eingesetzt wird, so daß ein Durchrutschen des Antriebsrades oder der Antriebsräder unter Kontrolle bleibt. Ein erneutes Ingangsetzen eines hängengebliebenen Fahrzeuges ist auch unter Einsatz der Schlupfsteuerung des angetriebenen Rades bzw. der Antriebsräder möglich. In diesem Fall besteht die Aufgabe darin, die durch die Schlupfsteuerung auftretenden Erscheinungen mit dem Fahrgefühl des Fahrers in Einklang zu bringen, während dieser in der erwähnten geschickten Weise die Kupplung oder das Gaspedal betätigt, so daß das Fahrgefühl des Fahrers nicht beeinträchtigt wird. Wenn das Fahrzeug in der geschilderten Weise festhängt, wird das Ausmaß des Schlupfes oder Durchdrehens des Antriebsrades beträchtlich, so daß sowohl die Schlupfsteuerung mittels Bremskraft als auch die Schlupfsteuerung durch Reduzierung des Motordrehmoments zum Einsatz kommen. Wenn somit 60 65

während der Wirkung der Schlupfsteuerung das Fahrgefühl so erhalten bleiben kann, daß der Fahrer insbesondere in seiner Beeinflussungsmöglichkeit nicht beeinträchtigt ist, ist dies von dem praktischen Standpunkt einer einwandfreien Fahrzeugbehandlung aus äußerst vorteilhaft.

Der Erfindung liegt die Hauptaufgabe zugrunde, eine Einrichtung zur Schlupfsteuerung an einem Kraftfahrzeug zu schaffen, in deren Rahmen das Steuerverhältnis, d. h. die Abstimmung der Schlupfsteuerung durch Reduzierung des Motordrehmoments gegenüber der Schlupfsteuerung durch die Bremse, einen Optimalwert im Hinblick auf die bei einem bestimmten Fahrzustand gestellte Anforderung erhält.

Weitere Teilaufgaben bestehen in folgendem: Die Schlupfsteuerung soll so ausgelegt sein, daß sie bei Anwendung der Schlupfsteuerung mittels Bremse und der Schlupfsteuerung mittels Drehmomentreduzierung der Kraftquelle, z. B. des Motors, ein rasches Ansprechen auf einen Beschleunigungsbedarf ermöglicht. Die Schlupfsteuerung soll auch so ausgelegt sein, daß sie bei ihrer Aufrechterhaltung in einem Zustand, in dem das Fahrzeug festhängt, ohne Beeinträchtigung des Fahrgefühls des Fahrers abläuft, jedoch im normalen Fahrbetrieb optimal wirksam ist. Weiterhin soll die Schlupfsteuerung bei Anwendung der Schlupfsteuerung mittels Bremse und zugleich mittels einer Drehmomentreduzierung, z. B. des Motors, in der Lage sein, dem Fahrgefühl, insbesondere dem Beschleunigungsgefühl, des Fahrers zu entsprechen.

Erfindungsgemäß wird die genannte Hauptaufgabe gelöst durch die Merkmale gemäß dem Patentanspruch 1.

Die Erfindung schlägt somit eine Ausgestaltung der Schlupfsteuerung vor, wie diese als Blockdiagramm in Fig. 21 dargestellt ist. Sie umfaßt eine Einrichtung zur Einstellung des Drehmoments, um hierdurch das von einer Kraft- oder Drehmomentquelle abgegebene Ausgangsdrehmoment zu regeln, weiterhin eine Einrichtung zur Einstellung der Bremskraft zum Zweck der Regelung der an einem angetriebenen Rad wirksamen Bremse. Hinzu kommen Mittel zur Abtastung des Schlupfzustandes des angetriebenen Rades gegenüber der Fahrbahn, die den Schlupf bzw. das Durchdrehen eines Fahrzeuges feststellen, sowie Einrichtungen zur Steuerung des Schlupfes über eine Reduzierung des Ausgangsdrehmoments der Kraftquelle mittels der erwähnten Einrichtung zur Einstellung des Drehmoments und über das Aufbringen einer Bremskraft an dem angetriebenen Rad mittels der erwähnten Einrichtung zur Einstellung der Bremskraft in Abhängigkeit von Ausgangssignalen der erwähnten Mittel zur Feststellung des Schlupfes. Diese Mittel werden wirksam, sobald das Ausmaß des Schlupfes oder Durchdrehens des angetriebenen Rades über einem bestimmten Wert liegt. Weiterhin beinhaltet die erfindungsgemäße Steuerung eine Einrichtung zur Veränderung des Steuerverhältnisses, um hierdurch die Schlupfsteuerung durch Reduktion des Ausgangsdrehmoments der Kraftquelle auf die Schlupfsteuerung durch Anlegen einer Bremskraft an dem angetriebenen Rad abzustimmen. Schließlich ist eine Einrichtung zur Beeinflussung der genannten Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses vorhanden, um dieser Einrichtung die durch einen bestimmten Fahrzustand gegebenen Anforderungen als Bedingung aufzuerlegen.

Diese Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Einrichtung zur Schlupfsteuerung an einem Kraftfahrzeug ermöglicht eine optimale Abstimmung des erwähnten Steuerverhältnisses zwischen Schlupfsteuerung mittels Bremse und Schlupfsteuerung mittels Drehmomentreduzierung in jeweiliger Abstimmung auf die bestehende Anforderung durch den Fahrzeugzustand.

Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung (im Sinne der genannten Teilaufgaben) sieht vor, daß die genannte Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses in der Lage ist, das Steuerverhältnis durch Anlegen der Bremskraft bei Vorliegen eines Beschleunigungsbedarfes zu vergrößern, indem das Vorliegen oder Fehlen eines Beschleunigungsbedarfes seitens des Fahrers ermittelt wird.

Diese Anordnung bildet einen optimalen Ausgleich bei dem Einsatz der Bremskraft und der Drehmomentverringerung entsprechend deren jeweiliger Charakteristik und ergibt ein günstiges Ansprechverhalten bei einem Beschleunigungsbedarf. Wenn das Verhältnis der Schlupfsteuerung mittels Bremse größer wird, dann wird das Ausgangsmoment der Kraftquelle mittels der Bremse in stärkerem Ausmaß kontrolliert. Mit anderen Worten, die Kraftquelle erzeugt einen beträchtlich größeren Drehmomentüberschuß während der Wirkung der Schlupfsteuerung. Das hat zur Folge, daß nach der Freigabe der Bremse, sobald der Schlupf des angetriebenen Rades wieder verringert worden ist, eine rasche Beschleunigung aufgrund dieses Überschußdrehmoments erzielt wird. Besteht kein Beschleunigungsbedarf, dann wird das Verhältnis der Schlupfsteuerung mittels Bremse kleiner gehalten, was zu einem besseren Fahrgefühl, einer besseren Energieausnutzung und einer längeren Lebensdauer der Bremse führt.

Nach einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung ist eine Anordnung vorgesehen, bei der die Einrichtung zur Beeinflussung der genannten Einrichtung zur Änderung des Steuerverhältnisses (d. h. die Einrichtung, die an die Einrichtung zur Veränderung des Steuerverhältnisses dem Fahrzustand entsprechende Instruktionen liefert) so ausgebildet ist, daß das Verhältnis beim Einsatz der Bremskraft an dem angetriebenen Rad in Abhängigkeit davon vergrößert wird, ob das angetriebene Rad festhängt, indem festgestellt wird, ob das Fahrzeug sich in einem blockierten oder festhängenden Zustand befindet oder nicht. Während das Verhältnis der an das angetriebene Rad angelegten Bremskraft größer wird, wird das Verhältnis der Reduzierung des Ausgangsdrehmoments der Kraftquelle relativ kleiner, wenn das Steuerverhältnis konstant gehalten wird. Diese Ausbildung gibt dem Fahrer ein einwandfreies Gefühl bei der geschickten Betätigung des Gaspedals, solange das Fahrzeug festhängt. Hierdurch erhält der Fahrer auch das Gefühl für ein einwandfreies Anfahren des Fahrzeuges auf einer glatten Fahrbahn, z. B. wenn diese schneebedeckt ist, und verhindert eine Wegnahme des Antriebsmoments von dem rechten und linken Antriebsrad, wenn das Fahrzeug auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibungsverhältnissen fährt. Hängt das Fahrzeug nicht fest, dann wird das Verhältnis der Schlupfsteuerung mittels Bremse nicht unnötigerweise höher gewählt, so daß ein besseres Fahrgefühl, eine höhere Wirtschaftlichkeit und eine höhere Lebensdauer der Bremse sichergestellt sind.

Nach einer anderen vorteilhaften Ausgestaltung ist vorgesehen, daß die Einrichtung zur Beeinflussung der Einrichtung zur Veränderung des Steuerverhältnisses ein manuell betätigbarer Schalter ist, durch den ein Steuerverhältnis von mindestens zwei vorbestimmten Steuerverhältnissen ausgewählt und bestimmt werden

kann.

Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der beiliegenden Zeichnungen sowie aus Unteransprüchen. In den Zeichnungen zeigt

Fig. 1 eine schematische Gesamtdarstellung einer Ausführungsform nach der Erfindung;

Fig. 2 ein Schaltbild eines Steuer-Schaltkreises für eine hydraulische Bremse;

Fig. 3 ein Blockdiagramm der Rückkopplungssteuerung eines Drosselventils;

Fig. 4 ein Blockdiagramm der Rückkopplungssteuerung einer Bremse;

Fig. 5 eine grafische Darstellung eines Steuerungsbeispiels der Erfindung;

Fig. 6 bis 11 Flußdiagramme für ein Steuerungsbeispiel nach der Erfindung;

Fig. 12 eine grafische Darstellung der Beziehung zwischen der Öffnung der Drosselklappe und dem Weg des Gaspedals, wenn keine Schlupfsteuerung ausgeführt wird,

Fig. 13 eine grafische Darstellung der Beziehung der Eingriffskraft des angetriebenen Rades und der Radseitenkraft sowie der Beziehung zwischen dem Schlupfverhältnis und dem Reibungskoeffizient der Fahrbahn;

Fig. 14 eine grafische Darstellung von Korrekturwerten zur Korrektur der Schlupfverhältnisse bei Beginn der Schlupfsteuerung in Abhängigkeit des Drehwinkels am Lenkrad;

Fig. 15 eine grafische Darstellung der optimalen Drosselklappenöffnung entsprechend der Maximalbeschleunigung während der Steuerung in der Erholungsphase;

Fig. 16 eine grafische Darstellung der Beziehung zwischen der Drosselklappenöffnung und dem Schlupfverhältnis bei der Steuerung in der Dämpfungs- oder Absorptionsphase;

Fig. 17 ein Schaubild als Beispiel für ein Kennfeld zur Bestimmung eines Soll-Schlupfverhältnisses;

Fig. 18 eine grafische Darstellung zur Veranschaulichung eines Zustandes, in welchem eine Korrektur zur Erhöhung des Verhältnisses der Schlupfsteuerung mittels der Bremse durchgeführt wird, nämlich durch Erniedrigung des Soll-Schlupfverhältnisses S_{BT} für die Bremssteuerung, wenn eine Beschleunigung erforderlich ist;

Fig. 19 eine Schalterdarstellung für die Veränderung des Steuerverhältnisses;

Fig. 20 eine grafische Darstellung eines Beispiels von Steuerverhältnissen, die durch den Schalter gemäß Fig. 19 ausgewählt werden können, und

Fig. 21 eine Gesamtdarstellung des erfindungsgemäßen Systems anhand eines Blockdiagrammes.

Kurzbeschreibung des Gesamtaufbaues

Gemäß Fig. 1 weist ein Kraftfahrzeug 1 ein linkes und ein rechtes Vorderrad 2 bzw. 3 auf, die als Antriebsräder (angetriebene Räder) wirksam sind, sowie ein linkes und ein rechtes Hinterrad 4 bzw. 5, die lediglich als nachlaufende (nicht angetriebene) Räder wirken. Im Vorderteil des Fahrzeuges 1 ist ein Motor 6 als Kraftquelle eingebaut, dessen Drehmoment über eine Kupplung 7, ein Getriebe 8, ein Differentialgetriebe 9 und durch eine rechte und linke Antriebswelle 10 bzw. 11 auf die Vorderräder 2 bzw. 3 zum Zwecke des Antriebes übertragen wird. Bei dem Fahrzeug 1 nach dem hier beschriebenen Ausführungsbeispiel handelt es sich um ein sog. FF-Fahrzeug (Frontantrieb/Motor vorliegend).

Die Laststeuerung des Motors 6, d. h. die Steuerung des davon abgegebenen Drehmoments, erfolgt über eine Drosselklappe 13 in einem Luftansaugkanal 12. Bei dem Motor 6 handelt es sich um einen Benzinmotor, bei dem das erzeugte Drehmoment sich in Abhängigkeit von der Ansaugluftmenge ändert. Die Steuerung der Ansaugluftmenge kann durch die Drosselklappe 13 erfolgen, wobei diese mittels einer Drosselklappen-Betätigungsverfahren 14 elektromagnetisch geöffnet oder geschlossen wird. Die Betätigungsverfahren 14 kann beispielsweise einen Gleichstrommotor, einen Schrittmotor oder ein sonstiges geeignetes Element enthalten, das elektromagnetisch oder durch Druckmedien, z. B. mittels eines Hydraulikdruckes, steuerbar ist.

Die Räder 2 bis 5 sind jeweils mit einer Bremse 21, 22, 23 und 24 ausgestattet, von denen jede eine Scheibenbremse sein kann. Die Scheibenbremse weist eine mit dem zugehörigen Rad umlaufende Bremscheibe 25 sowie einen Bremsattel 26 auf, der Bremsbacken enthält und mit einem Radbremszylinder ausgestattet ist. Der Bremsattel 26 ist so ausgelegt, daß er durch Anpressen der Bremsbacken an die Bremscheibe 25 eine Bremskraft entsprechend der Größe des an dem Radbremszylinder anliegenden Bremsdruckes erzeugt.

Als Druckquelle zur Erzeugung des Bremsdruckes dient ein Hauptbremszylinder 27, der von der Tandembauweise sein kann und zwei Auslaßöffnungen 27a und 27b aufweist. Von der Auslaßöffnung 27a aus verläuft eine Hauptbremsleitung 28, die sich zu Bremsleitungen 28a und 28b verzweigt. Die Bremsleitung 28a ist mit der Bremse 22, d. h. mit deren Radbremszylinder, für das rechte Vorderrad verbunden, während die Bremsleitung 28b mit der Bremse 23 für das linke Hinterrad in Verbindung steht. Eine Hauptbremsleitung 29 geht von der Auslaßöffnung 27b auf und verzweigt sich in Bremsleitungen 29a und 29b, von denen die Bremsleitung 29a mit der Bremse 21 für das linke Vorderrad und die Bremsleitung 29b mit der Bremse 24 für das rechte Hinterrad verbunden ist. Damit handelt es sich um ein sog. kreuzweises Zweikreis-Bremsystem.

Als Einrichtung zur Steuerung der Bremskraft sind in den Bremsleitungen 28a und 29a für die Bremsen 21 und 22 der Vorderräder, die als Antriebsräder dienen, jeweils elektromagnetische Drucksteuerventile 30, 31 zur Steuerung des Hydraulikdruckes vorgesehen. Es versteht sich, daß der im Hauptbremszylinder 27 erzeugte Bremsdruck in Abhängigkeit von der mittels eines Bremspedales 32 erzeugten Druckkraft veränderbar ist, die durch einen Fahrer D mittels des Fußes aufgebracht wird.

Bremsdruck-Regelkreis

Wie aus Fig. 2 hervorgeht, weist jedes der Drucksteuerventile 30, 31 einen Zylinder 31 und einen darin gleitend verschiebbaren Kolben 42 auf. Der Kolben 42 unterteilt den Zylinder 31 in eine volumenveränderliche Kammer 43 und in eine Steuerkammer 44. Die volumenveränderliche Kammer 43 wirkt als Durchlaß für den

vom Hauptbremszylinder 27 her an den Bremsen 21 und 22 anliegenden Bremsdruck. Demzufolge baut sich an den Bremsen 21 und 22 ein Bremsdruck in Abhängigkeit von einer Veränderung des Volumens der volumenveränderlichen Kammer 43 entsprechend der eingestellten Verschiebeposition des Kolbens 42 auf und der dadurch erzeugte Bremsdruck kann erhöht, erniedrigt oder konstant gehalten werden.

Der Kolben 42 ist ständig durch eine Rückstellfeder 45 in einer Richtung beaufschlagt, in der das Volumen der volumenveränderlichen Kammer 43 sich vergrößert. Der Kolben 42 ist zugleich Teil eines Sperrventils 46. Wird der Kolben 42 in einer Richtung verstellt, in der sich das Volumen der volumenveränderlichen Kammer 43 verringert, dann wird dadurch der Einlaß in die volumenveränderliche Kammer 43 verschlossen. Das hat zur Folge, daß der durch die volumenveränderliche Kammer 43 erzeugte bzw. weitergeleitete Bremsdruck lediglich auf die Bremsen 21 und 22, jedoch nicht auf die Bremsen 23 und 24 für die Hinterräder 4, 5 wirkt, die damit als Führungsräder dienen.

Die Einstellung der Verstellposition des Kolbens 42 erfolgt durch Regelung des Hydraulikdruckes in der Steuerkammer 44. Hierzu ist eine Zuführleitung 48 von einem Reservoir 47 zu zwei Zweigleitungen 48R und 48L verzweigt, von denen die eine Zweigleitung 48R mit der Steuerkammer 44 des Ventils 30 und die andere Zweigleitung 48L mit der Steuerkammer 44 des Ventils 31 verbunden ist. An die Zuführleitung 48 sind eine Pumpe 49 und ein Entlastungsventil 50 angeschlossen. Die Zweigleitungen 48R und 48L sind jeweils mit Einlaßventilen SV2 bzw. SV3 verbunden, die jeweils elektromagnetische Schaltventile (AUF-ZU) sind. Jede der Steuerkammern 44 ist zusätzlich mit dem Reservoir 47 über Auslaßleitungen 51R bzw. 51L verbunden, wobei die Auslaßleitung 51R ein Auslaßventil SV1 und die Auslaßleitung 51L ein Auslaßventil SV4 enthält. Beide Auslaßventile SV1 und SV4 sind elektromagnetische Schaltventile.

Bei einem Bremsvorgang, bei dem die Druckregelventile 30, 31 zum Einsatz kommen, d. h. bei Durchführung der Schlupfsteuerung, wirkt die Bremse aufgrund der Funktion des Sperrventils 46 grundsätzlich nicht allein aufgrund einer Betätigung des Bremspedals 32. Ist der von den Druckregelventilen 30 bzw. 31 erzeugte Bremsdruck geringer, z. B. wenn der Druck abfällt, dann wird die Bremse durch Betätigung des Bremspedals 32 betätigt. Es versteht sich auch, daß die übliche Bremswirkung aufgrund einer Betätigung des Bremspedals 32 dann einsetzt, wenn zum Zweck der Schlupfsteuerung durch die Druckregelventile 30 bzw. 31 kein Bremsdruck erzeugt wird, weil dann der Hauptbremszylinder 27 direkt mit den Bremsen 21 bzw. 22 in Verbindung steht.

Das Öffnen und Schließen jedes der Ventile SV1 bis SV4 wird durch eine Brems-Steuereinheit U_B gesteuert, wie nachfolgend noch im einzelnen erläutert wird. Die nachfolgende Tabelle veranschaulicht die Zusammenhänge der möglichen Bremsdruck-Zustände bezüglich der Bremsen 21 und 22 bei einer Betätigung jeweils der Ventile SV1 bis SV4.

		Ventile			
		SV 1	SV 2	SV 3	SV 4
Bremse 21					
	Druck steigt	—	—	auf	zu
	Druck fällt	—	—	zu	auf
	Druck konstant	—	—	zu	zu
Bremse 22					
	Druck steigt	zu	auf	—	—
	Druck fällt	auf	zu	—	—
	Druck konstant	zu	zu	—	—

Aufbau der Steuereinheiten

Das Bezugszeichen U in Fig. 1 bezeichnet generell eine Gruppe von Steuereinheiten, die, grob unterteilt, eine Drosselklappen-Steuereinheit U_T , eine Schlupf-Steuereinheit U_S und eine Brems-Steuereinheit U_B umfaßt. Die Brems-Steuereinheit U_B steuert das Öffnen bzw. Schließen jedes der Ventile SV1 bis SV4, wie vorstehend erläutert ist, auf der Grundlage von Ausgangssignalen der Schlupf-Steuereinheit U_S . Die Drosselklappen-Steuereinheit U_T steuert die Drosselklappen-Betätigungsverrichtung 14 ebenfalls auf der Basis von Ausgangssignalen der Schlupf-Steuereinheit U_S .

Die Schlupf-Steuereinheit U_S weist einen Digital-Computer, genauer einen Mikrocomputer auf. An ihr liegen Ausgangssignale jeweils von Sensoren oder Schaltern 61 bis 68 und 71 bis 74 an. Der Sensor 61 ermittelt den Öffnungswinkel der Drosselklappe 13. Der Sensor 62 ermittelt den Kupplungszustand der Kupplung 7, d. h., ob diese eingekuppelt ist. Der Sensor 63 tastet die Drehzahl des Getriebes 8 ab, während die Sensoren 64 und 65 jeweils die Drehzahlen des linken bzw. rechten Vorderrades 2 bzw. 3 feststellen. Der Sensor 66 ermittelt die Drehzahl des Hinterrades 4 als mitlaufendes oder Führungsräder, die analog zur Fahrgeschwindigkeit ist. Der Sensor 67 stellt den Pedalweg des Gaspedals 69 fest und der Sensor 68 gibt ein dem Drehwinkel des Lenkrades 70 analoges Signal. Der Schalter 71 umfaßt Zustands-Wähleinrichtungen zur manuellen Betätigung durch den Fahrer D und hat den in Fig. 19 dargestellten grundsätzlichen Aufbau: Er beinhaltet einen Knopf 71a mit dem Symbol "AUTO", einen Knopf 71b mit dem Symbol "HART" und einen Knopf 71c mit dem Symbol "WEICH". Der jeweilige Modus der Schlupfsteuerung nach dem Drücken der Knöpfe 71a, 71b und 71c wird weiter unten im einzelnen erläutert.

Die Sensoren 72 und 73 dienen jeweils der Feststellung, ob die Bremsen 21 und 22 der Antriebsräder überhitzt sind oder nicht. Der Schalter 74 dient zur Eingabe einer Beschleunigungsforderung durch manuelle Betätigung vom Fahrer D.

Die Schlupf-Steuereinheit U_S ist grundsätzlich mit einem CPU, einem ROM, einem RAM, einer CLOCK und einem Ausgabe/Eingabe-Interface sowie weiterhin mit einem Analog/Digital- oder einem Digital/Analog-Wandler entsprechend den Eingangs- oder Ausgangssignalen ausgestattet. Das gleiche gilt bei Einsatz eines Mikrocomputers, so daß hierüber eine ins einzelne gehende Erläuterung nicht erforderlich ist. Jedoch erfolgt die Beschreibung von Kennfeldern nachfolgend unter Bezugnahme auf solche, die in einem ROM der Steuereinheit U_S gespeichert sind.

Das folgende ist eine Beschreibung über die Art der Steuerung durch die Gruppe U der Steuereinheiten. Ein Schlupfverhältnis S ist in diesem Zusammenhang definiert durch die nachfolgende Beziehung (1):

$$S = \frac{W_D - W_L}{W_D} \quad (1)$$

in der W_D die Drehzahl der angetriebenen Räder (2 bzw. 3) und W_L die Drehzahl der nicht angetriebenen Räder (4), d. h. die Fahrgeschwindigkeit, repräsentieren.

Drosselklappen-Steuerung

Die Drosselklappen-Steuereinheit U_T ist dazu bestimmt, die Rückführsteuerung, d. h. die Regelung der Drosselklappe 13 (oder der Betätigungsvorrichtung 14 für die Drosselklappe) so auszuführen, daß man eine Soll-Drosselklappenöffnung erhält. Erfolgt keine Schlupfsteuerung während der Drosselklappensteuerung, dann wird die Soll-Drosselklappenöffnung in einem 1 : 1-Verhältnis proportional zum Betätigungsweg des Gaspedals 69 durch den Fahrer D eingestellt. Die Fig. 12 zeigt ein Beispiel für die Beziehung zwischen der Drosselklappenöffnung und dem Weg des Gaspedals. Wird eine Schlupfsteuerung durchgeführt, dann folgt die Drosselklappensteuerung nicht der in Fig. 12 gezeigten Kennlinie, sondern wird so ausgeführt, daß man eine Soll-Drosselklappenöffnung T_n unter Einbeziehung der Schlupf-Steuereinheit U_S erhält.

Die Regelung der Drosselklappe 13 mittels der Drosselklappen-Steuereinheit U_T ist gemäß dem hier beschriebenen Ausführungsbeispiel als PI-PD-Regelung ausgelegt, um Schwankungen der Ansprechdrehzahl des Motors 6 zu kompensieren. Dementsprechend wird die Öffnung der Drosselklappe 13 mittels der PI-PD-Regelung so eingeregelt, daß während der Schlupfsteuerung der angetriebenen Räder das Ist-Schlupfverhältnis mit dem Soll-Schlupfverhältnis zur Übereinstimmung gelangt. Die Soll-Drosselklappenöffnung T_n während der Schlupfsteuerung folgt der nachfolgend angegebenen Beziehung (2):

$$T_n = T_{n-1} + K_I \times \left(\frac{W_{Ln}}{1 - S_{ET}} - W_{Dn} \right) + K_P \times \left(\frac{W_{Ln} - W_{Ln-1}}{1 - S_{ET}} - W_{Dn} + W_{Dn-1} \right) - F_P (W_{Dn} - W_{Dn-1}) - F_D (W_{Dn-2} \times W_{Dn-1} + W_{Dn-2}) \quad (2)$$

in der W_L die Drehzahl des nicht angetriebenen Rades (4), W_D die Drehzahl der angetriebenen Räder (2 und 3), K_P ein Proportional-Koeffizient, K_I ein Integral-Koeffizient, F_P ein Proportional-Koeffizient, F_D ein Differential-Koeffizient und S_{ET} das Soll-Schlupfverhältnis für die Drosselklappensteuerung sind.

Wie sich aus der Gleichung (2) ableitet, wird die Drehzahl der angetriebenen Räder über die Rückführsteuerung oder Regelung so eingestellt, daß die Drosselklappenöffnung T_n ein vorbestimmtes Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} ergibt. Unter Heranziehung der Gleichung (1) wird die Drosselklappenöffnung so einreguliert, daß für die Soll-Drehzahl W_{ET} der angetriebenen Räder die nachfolgende Gleichung (3) gilt:

$$W_{ET} = \frac{W_L}{1 - S_{ET}} \quad (3)$$

In Fig. 3 ist die PI-PD-Regelung unter Anwendung der Drosselklappen-Steuereinheit U_T , wie sie vorstehend erläutert ist, als Blockdiagramm wiedergegeben. Darin bezeichnet S' einen Operator und die Indices n bzw. $n-1$ geben die Werte der jeweiligen Signale am gegenwärtigen Abfragezeitpunkt bzw. an dem einen Schritt vor dem gegenwärtigen Abfragezeitpunkt liegenden Abfragezeitpunkt an.

Bremssteuerung

Bei Durchführung der Schlupfsteuerung wird die Rückführsteuerung bzw. Regelung unter Einsatz der Brems-Steuereinheit U_B so ausgeführt, daß man bei einem Durchdrehen des linken und rechten Antriebsrades 2 bzw. 3 jeweils ein für jedes Rad unabhängiges und getrenntes vorbestimmtes Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} erhält. Die Bremssteuerung erfolgt somit derart aufgrund der Regelung, daß die Drehzahl W_{BT} der Antriebsräder durch die nachfolgende Gleichung (4) bestimmt ist.

$$W_{BT} = \frac{W_L}{1 - S_{BT}} \quad (4)$$

In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel wird das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} mittels der Bremse in einem

bestimmten Ausmaß größer als das Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} eingestellt, wie nachfolgend erläutert wird. Mit anderen Worten, die Schlupfsteuerung in dem Ausführungsbeispiel erfolgt in der Weise, daß die Frequenz der Bremsbetätigung herabgesetzt wird, indem die Motorausgangsleistung erhöht oder erniedrigt wird, so daß man ein vorbestimmtes Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} für die Drosselklappensteuerung oder die vorbestimmte Soll-Drehzahl W_{ET} erhält, und indem weiter das abgegebene Drehmoment durch die Bremse erhöht oder erniedrigt wird, so daß das Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} oder die Soll-Drehzahl W_{ET} größer als das Soll-Brems-Schlupfverhältnis S_{BT} bzw. die Drehzahl W_{BT} der angetriebenen Räder wird. Weiterhin erfolgt in diesem Ausführungsbeispiel die Rückführsteuerung oder Regelung, die die Gleichung (4) erfüllt, entsprechend einer I-PD-Regelung, die eine höhere Stabilität gewährleistet. Das Ausmaß B_n der Bremsbetätigung (der Verschiebebetrag der Kolben 42 in den Ventilen 30, 31) wird durch die folgende Gleichung (5) wiedergegeben:

$$B_n = B_{n-1} + K_I \left(W_{Ln} \times \frac{1}{1 - S_{BT}} - W_{Dn} \right) - F_P (W_{Dn} - W_{Dn-1}) - F_D (W_{Dn} - 2 \times W_{Dn-1} + W_{Dn-2}) \quad (5)$$

in der K_I ein Integral-Koeffizient, K_D ein Proportional-Koeffizient und F_D ein Differential-Koeffizient sind.

Ist das Ausmaß B_n der Bremsbetätigung größer als Null, d. h. positiv, dann wird der Bremsdruck verringert. Ist das Ausmaß B_n der Bremsbetätigung gleich oder kleiner als Null, d. h. negativ, dann wird der Bremsdruck erhöht. Die Zu- oder Abnahme des Bremsdruckes erfolgt durch Öffnen oder Schließen der Ventile $SV1$ bis $SV4$, wie oben erläutert wurde. Die Einstellung der Zunahme- oder Abnahmegeschwindigkeit des Bremsdruckes erfolgt durch Einstellung der Zeitverhältnisse von Öffnungszeit zu Schließzeit (Schaltverhältnisse) der Ventile $SV1$ bis $SV4$ mittels der Schaltsteuerung, d. h. proportional zum Absolutwert des Ausmaßes B_n der Bremsbetätigung, wie dieses durch die Gleichung (5) gegeben ist. Dementsprechend wird der Absolutwert des Ausmaßes B_n der Bremsbetätigung proportional zur Änderungsgeschwindigkeit der Bremsdrücke, und das Schaltverhältnis, das die Zunahme- oder Abnahmegeschwindigkeit des Bremsdruckes bestimmt, ist ein Maß für das Ausmaß B_n der Bremsbetätigung.

Fig. 4 gibt die I-PD-Regelung unter Anwendung der Bremssteuereinheit U_B , wie sie vorstehend erläutert wurde, als Blockdiagramm wieder. Darin bezeichnet S' einen Operator.

Das Gesamtsystem der Schlupfsteuerung

Das Gesamtsystem der Schlupfsteuerung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf Fig. 5 erläutert. Die darin verwendeten Bezugszeichen und Symbole haben die folgende Bedeutung:

S/C : Bereich der Schlupfsteuerung
 E/G : Schlupfsteuerung mittels Motor
 B/R : Schlupfsteuerung mittels Bremse
 F/B : Rückführsteuerung (Regelung)
 O/R : Offene Steuerung
 R/Y : Steuerung in der Erholungsphase
 B/A : Stützsteuerung
 A/S : Dämpfungssteuerung (Ruckfreiheit)

$S = 0.2$: Schlupfverhältnis zum Zeitpunkt des Beginns der Schlupfsteuerung (S_i)

$S = 0.17$: Soll-Schlupfverhältnis mittels Bremse (S_{BT})

$S = 0.09$: Schlupfverhältnis zum Zeitpunkt der Aufhebung der Schlupfsteuerung mittels Bremse (S_{BC})

$S = 0.06$: Soll-Schlupfverhältnis mittels Motor (S_{ET})

$S = 0.01 - 0.02$: Schlupfverhältnis in dem Bereich, in dem die Dämpfungssteuerung ausgeführt wird

$S = \leq 0.01$: Schlupfverhältnis in dem Bereich, in dem die Stützsteuerung ausgeführt wird.

Die obengenannten Zahlen beruhen auf Daten, die empirisch durch Fahren eines Fahrzeuges mit Spikereifen auf einer Fahrbahn mit Glatteis ermittelt wurden. Weiterhin ist zu beachten, daß die Zahlen $S = 0.01 - 0.02$ in dem Bereich, in dem die Dämpfungssteuerung erfolgt, und das Schlupfverhältnis $S = 0.09$ zum Zeitpunkt der Aufhebung der Schlupfsteuerung mittels Bremse jeweils als invariabel festgesetzt sind, während das Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} , das Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} und das Schlupfverhältnis S_i zum Zeitpunkt des Beginns der Schlupfsteuerung mit dem Fahrbahnzustand veränderlich sind. In Fig. 5 sind das Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} , das Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} und das Schlupfverhältnis S_i zum Zeitpunkt des Beginns der Schlupfsteuerung nur beispielsweise mit 0.17, 0.06 und 0.2 festgelegt. Zu beachten ist auch, daß die Zahl $S = 0.2$ für das Schlupfverhältnis zum Zeitpunkt des Beginns der Schlupfsteuerung zugleich ein Schlupfverhältnis festlegt, das zum Zeitpunkt des Auftretens einer maximalen Haftkraft gilt, die durch Anwendung der Spikereifen erzielt wird, wie sich aus der voll ausgezogenen Linie in Fig. 13 ergibt. Der Grund dafür, daß das Schlupfverhältnis zum Zeitpunkt des Beginns der Schlupfsteuerung auf den hohen Wert von $S = 0.2$ festgelegt wurde, liegt darin, daß man hierdurch ein Ist-Schlupfverhältnis zum Zeitpunkt der maximalen Haftkraft ermöglichen wollte. Die Soll-Schlupfverhältnisse S_{BT} und S_{ET} mittels Bremse bzw. Motor sind in Übereinstimmung mit dem Schlupfverhältnis zum Zeitpunkt des Auftretens der maximalen Haftkraft korrigiert. In Fig. 13 zeigt die durchgezogene Linie die Veränderung in der Größenbeziehung von Haftkraft und Seitenkraft, dargestellt als Reibungskoeffizient gegenüber der Fahrbahn, bei der Benutzung von Spikereifen in Abhängigkeit von den entsprechenden Schlupfverhältnissen. Die gestrichelten Linien zeigen die entsprechende Beziehung bei Verwendung von normalen Reifen.

Auf der Grundlage der vorstehenden Beschreibung wird nachfolgend die Fig. 5 näher erläutert:

(1) Von t_0 bis t_1

In dem Zeitraum von t_0 bis t_1 erfolgt keine Schlupfsteuerung, da das Schlupfverhältnis S den Wert $S = 0.2$ nicht überschreitet, der die Bedingung für den Beginn der Schlupfsteuerung darstellt. Mit anderen Worten, solange das Durchdrehen der Antriebsräder geringfügig ist, kann die Beschleunigung ohne Schlupfsteuerung verbessert werden, wobei ein Antrieb unter Einsatz einer großen Haftkraft ermöglicht wird. Es versteht sich, daß während dieses Zeitraumes die Drosselklappenöffnung in Abhängigkeit von dem Weg des Gaspedals konstant proportional gemäß der Kennlinie in Fig. 12 bestimmt ist.

(2) Von t_1 bis t_2

Zum Zeitpunkt t_1 beginnt die Schlupfsteuerung und das Schlupfverhältnis ist gleich oder größer als zum Zeitpunkt der Aufhebung der Schlupfsteuerung mittels Bremse ($S = 0.09$). Im Laufe der Zeit wird das Schlupfverhältnis so relativ groß, daß die Schlupfsteuerung durch ein Absenken des Motordrehmoments und durch Regelung mittels der Bremse ausgeführt wird. Da das Brems-Soll-Schlupfverhältnis ($S = 0.17$) höher als das Motor-Soll-Schlupfverhältnis ($S = 0.06$) ist, wird an die Bremse ein Bremsdruck angelegt, sobald ein starkes Durchdrehen erfolgt ($S > 0.17$), wohingegen kein Bremsdruck anliegt und das Durchdrehen allein durch die Motorsteuerung heruntergesteuert wird, wenn nur ein geringes Durchdrehen ($S < 0.17$) erfolgt.

(3) Von t_2 bis t_4 (Steuerung in der Erholungsphase)

Während eines vorbestimmten Zeitintervalls (z. B. 170 msec) nach der Verringerung des Durchdrehens ($S < 0.2$) wird die Drosselklappe 13 bei einer bestimmten Öffnung festgehalten (offene Steuerung). Am Zeitpunkt $S = 0.2$ (t_2) liegt die maximale Beschleunigung G_{max} vor und der maximale Fahrbahn-Reibkoeffizient μ (maximale Haftkraft der angetriebenen Räder) wird aufgrund der Maximalbeschleunigung G_{max} abgeschätzt. Die Drosselklappe 13 wird, wie erwähnt, während eines bestimmten Zeitintervalls festgehalten, so daß die Antriebsräder die maximale Haftkraft entwickeln. Mit dieser Art von Steuerung wird versucht, eine Verringerung der Beschleunigung G des Fahrzeuges unmittelbar nach der Absenkung der Durchdreh-Drehzahl zu vermeiden, wenn ein Ansprechen der Rückführsteuerung (Regelung) aufgrund eines sehr raschen Absinkens der Durchdreh-Drehzahl nicht rechtzeitig erfolgt. Wenn die Verringerung der Durchdreh-Drehzahl beherrschbar ist, d. h. wenn das Schlupfverhältnis auf unter $S = 0.2$ verringert ist, dann ist ein vorbestimmtes Drehmoment von vornherein gewährleistet, so daß die Beschleunigung verbessert ist. Die Steuerung in der Erholungsphase ist besonders dahingehend wirksam, daß eine übermäßige Verringerung des Schlupfverhältnisses aufgrund eines Fehlers in der Steuerung in der Erholungsphase, der zu einer geringen Beschleunigung führen würde, vermieden wird oder daß ein erneutes Durchdrehen in großem Ausmaß aufgrund einer zu weit gehenden Erholung, nämlich weil das Drehmoment entsprechend dem Durchdrehen gemäß Fig. 15 erhöht wird, unterbleibt. Obwohl die Maximalbeschleunigung G_{max} diejenige zum Zeitpunkt der Schlupfsteuerung ist, d. h. zum Zeitpunkt t_1 in Fig. 5, wird eine Maximalbeschleunigung G_{max} zum Zeitpunkt der Reduzierung des Durchdrehens, nämlich zum Zeitpunkt t_2 in Fig. 5, als genauere Wiedergabe des Fahrbahnzustandes angesehen und als Grundlage für die Drehmomenterhöhung bei der Steuerung während der Erholungsphase verwendet.

Die optimale Drosselklappenöffnung T_{VO} zur Erzeugung eines Drehmoments an den Antriebsrädern, das zur maximalen Haftkraft führt, läßt sich theoretisch aufgrund des Drehmomentverlaufes des Motors 6 und des Übersetzungsverhältnisses des Getriebes vorgeben. In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel ist jedoch die optimale Drosselklappenöffnung T_{VO} beispielsweise durch eine Kennlinie gemäß Fig. 15 bestimmt. Die Kennlinie beruht auf Versuchsergebnissen, aufgrund deren G_{max} unter Berücksichtigung von Meßfehlern so bestimmt ist, daß es einen konstanten Wert annimmt, wenn es gleich oder kleiner 0,15 oder gleich oder größer 0,4 ist. Da die in Fig. 15 gezeigte Kennlinie auf der Basis eines bestimmten Ganges, z. B. des ersten Ganges, ermittelt ist, läßt sich für jeden anderen Gang durch entsprechende Korrektur der optimalen Drosselklappenöffnung T_{VO} daraus ein Kennfeld entwickeln.

(4) Von t_4 bis t_7 (Stütz- und Dämpfungssteuerung)

Die Stützsteuerung läuft als offene Steuerung ab und dient dazu, eine ungewöhnliche Verringerung des Schlupfverhältnisses S aufzufangen. Wird das Schlupfverhältnis S kleiner als $S = 0.01$, dann wird die Rückkopplungssteuerung angehalten und die Öffnung der Drosselklappe 13 wird stufenweise vergrößert. Liegt das Schlupfverhältnis zwischen 0.01 und 0.02, d. h. im Zeitraum von t_4 bis t_5 und von t_6 bis t_7 , dann erfolgt die Dämpfungssteuerung zum Zweck eines ruckfreien Überganges beim erneuten Einsetzen der Rückkopplungssteuerung. Die Stützsteuerung erfolgt, wenn weder die Rückkopplungssteuerung noch die Steuerung in der Erholungsphase wirksam sein können. Sie soll bewirken, daß die Ansprechzeit ausreichend kleiner wird, d. h. das Ansprechen ausreichend schneller erfolgt, als bei der Rückführsteuerung. So wird die Geschwindigkeit der Verstellung der Drosselklappenöffnung bei der Stützsteuerung in diesem Ausführungsbeispiel alle 14 msec der Abfragezeit um 0,5% der vorangegangenen Drosselklappenöffnung erhöht.

Bei der Dämpfungssteuerung, die in Fig. 16 gezeigt ist, wird eine Drosselklappenöffnung T_0 dadurch bestimmt, daß eine Drosselklappenöffnung T_1 , die unter dem Einfluß der Stützsteuerung erhalten wurde, und eine Drosselklappenöffnung T_2 , die unter dem Einfluß der Rückführsteuerung erhalten wurde, zu dem Ist-Schlupfverhältnis S_0 ins Verhältnis gesetzt wird.

(5) Von t_7 bis t_8

Durch Fortführung der Steuerung bis zum Zeitpunkt t_7 erfolgt ein glatter Übergang zur Schlupfsteuerung allein durch den Motor.

(6) t_8 und folgende

Die Schlupfkontrolle wird unterbunden, weil das Gaspedal 69 durch den Fahrer D nicht gedrückt ist. Zu diesem Zeitpunkt besteht keine Gefahr eines erneuten Durchdrehens der Räder, auch wenn die Drosselklappenöffnung nunmehr der Verfügung des Fahrers D ausschließlich untersteht, weil das Drehmoment des Motors hinreichend niedrig ist. In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel wird zusätzlich zur vollen Zurücknahme des Gaspedals auch die Schlupfsteuerung ausgesetzt, sobald die Soll-Drosselklappenöffnung aufgrund der Schlupfsteuerung kleiner als die durch die Kennlinie gemäß Fig. 12 bestimmte Drosselklappenöffnung wird, die dem Weg des Gaspedals, betätigt durch den Fahrer D , entspricht. In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel wird das Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} nach unten korrigiert, wie dies in Fig. 18 veranschaulicht ist, um das Verhältnis der Bremssteuerung zu erhöhen, sobald eine Beschleunigung gefordert wird. Wie aus Fig. 18 hervorgeht, erfolgt das Absteuern des Soll-Schlupfverhältnisses S_{BT} für die Bremssteuerung während der Zeitintervalle von t_1 bis t_2 und von t_3 bis t_4 jeweils wenn eine Beschleunigung gefordert wird, bei der das Gaspedal zur Erzielung einer Geschwindigkeit durchgedrückt ist, die über einem vorbestimmten Wert liegt. Durch Erniedrigung des Soll-Schlupfverhältnisses S_{BT} für die Bremssteuerung in der soeben beschriebenen Weise wird der Unterschied zwischen dem Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} für die Bremssteuerung und dem Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} für die Motorsteuerung kleiner, wodurch eine Zunahme der Bremskraft und als Folge davon eine Zunahme des Überschuß-Drehmoments des Motors 6 um den Betrag der Bremskraftzunahme herbeigeführt werden. Dies gilt selbst für den Fall, daß die Ist-Schlupfverhältnisse der beiden Werte miteinander identisch sind. Folglich wird das Fahrzeug unmittelbar durch das Überschußdrehmoment des Motors 6 beschleunigt, sobald die Bremse bei kleiner werdendem Schlupf gelöst wird. Um die Schlupfsteuerung mittels Bremse bezüglich des Steuerverhältnisses stärker werden zu lassen, ist es erforderlich, den Unterschied zwischen dem Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} und dem Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} , wie beschrieben, so abzustimmen, daß eine Auswahl getroffen werden kann, ob das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} kleiner und/oder das Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} größer wird.

In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel wird die Schlupfsteuerung mittels Bremse stärker gemacht, wenn das Fahrzeug blockiert ist, indem die Schlupfsteuerung mittels Motor aufgehoben wird. Weiterhin ist in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel vorgesehen, daß zur Änderung des Steuerverhältnisses S_{BT}/S_{ET} mittels des Handschalters 71 das Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} für die Motorsteuerung auf einem konstanten Wert gehalten wird und nur das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} für die Bremssteuerung verändert wird.

Unter dieser Voraussetzung wird das Steuerverhältnis S_{BT}/S_{ET} automatisch nach einem vorgegebenen Programm eingestellt, wenn durch den Schaltknopf 71a der Modus "AUTO" ausgewählt ist. Ist durch den Schaltknopf 71b des Modus "HART" gewählt, dann wird das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} kleiner und dadurch auch der Unterschied zwischen dem Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} für die Bremssteuerung und dem Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} für die Motorsteuerung geringer. Als Ergebnis davon wird bei identischen Ist-/Schlupf-Verhältnissen die Bremskraft der Bremse größer und zugleich wird ein Überschuß-Drehmoment vom Motor 6 abgegeben in einem Ausmaß, das der Vergrößerung der Bremskraft äquivalent ist. Wird somit die Bremse bei verringertem Schlupf freigegeben, dann läßt sich eine unmittelbare Beschleunigung unter Einsatz des Überschuß-Drehmoments des Motors 6 erzielen.

Ist der Modus "WEICH" durch Drücken des Schaltknopfes 71c ausgewählt, dann wird das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} für die Bremssteuerung größer, so daß dadurch die Schlupfsteuerung mittels Bremse verringert wird. Als Ergebnis davon wird eine weiche Beschleunigung, die charakteristisch für die Schlupfsteuerung mittels Motor ist, erzielt.

Der Ablauf der Schlupfsteuerung

Das Gesamtsystem der erfindungsgemäßen Schlupfsteuerung und dessen Funktion wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Fig. 6 bis 11 näher erläutert. In der folgenden Beschreibung bezeichnet P jeweils einen Programmschritt.

Fig. 6 Hauptprogramm

In $P1$ setzt das Systemprogramm ein. In $P2$ wird festgestellt, ob sich das Fahrzeug in einem blockierten Zustand befindet, d. h. ob es in Schlamm feststeckt und folglich unbeweglich ist oder nicht. Diese Feststellung wird anhand einer Überprüfung getroffen, ob eine sog. "Blockier"-Markierung gesetzt ist oder nicht, wie nachfolgend noch näher erläutert wird. Bei NEIN in $P2$ geht das Programm weiter zu $P3$, wo festgestellt wird, ob das Gaspedal 69 ungedrückt ist. Bei NEIN in $P3$ wird in $P4$ abgefragt, ob die Ist-Drosselklappenöffnung größer als der Weg des Gaspedals ist. Bei NEIN in $P4$ geht das Programm weiter zu $P5$, wo abgefragt wird, ob die Schlupfsteuerung wirksam ist oder nicht. Diese Feststellung wird anhand der Überprüfung getroffen, ob eine sog. "Schlupfsteuerungs"-Marke gesetzt ist oder nicht. Bei NEIN in $P5$ wird in $P6$ weitergefragt, ob Schlupf oder ein Durchdrehen in einem solchen Ausmaß vorliegt, daß eine Schlupfsteuerung erforderlich ist. Diese Abfrage wird danach beantwortet, ob eine "Schlupf"-Markierung für das linke Vorderrad 2 und das rechte Vorderrad 3 gesetzt ist. Wird auf NEIN in $P6$ entschieden, dann geht das Programm weiter zu $P7$ und die Schlupfkontrolle bleibt unterbunden, was zu einem normalen Fahrbetrieb führt.

Bei JA in P6 springt das Programm nach P8, wo die "Schlupfsteuerungs"-Markierung gesetzt wird. Daraufhin wird in P9 der Ausgangswert ($S = 0.06$ in diesem Ausführungsbeispiel) für das Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} (durch Beeinflussung der Drosselklappe) und in P10 der Ausgangswert ($S = 0.17$ in diesem Ausführungsbeispiel) für das Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} festgelegt. Anschließend erfolgt für die Schlupfsteuerung die Bremssteuerung in P11 und die Motorsteuerung in P12, wie nachfolgend noch beschrieben wird. Die Bestimmung der genannten Ausgangswerte in P9 und P10 erfolgt auf der Basis der Maximalbeschleunigung G_{max} , die durch eine vorangehende Schlupfsteuerung aufgrund eines ähnlichen Gesichtspunktes erhalten wurde, wie dies nachfolgend in P76 noch angegeben ist.

Wird in P5 auf JA entschieden, so springt das Programm nach P11 und die Schlupfsteuerung wird fortgesetzt.

Bei JA in P4 wird festgestellt, daß keine Schlupfsteuerung erforderlich ist, und das Programm geht zu P14 weiter, wo die "Schlupfsteuerungs"-Markierung gelöscht wird. Daraufhin wird in P15 die Motorsteuerung aufgehoben und die Bremssteuerung in P16 ausgeführt. Letzteres erfolgt so, daß der blockierte Zustand des Fahrzeuges beseitigt wird.

Bei JA in P3 springt das Programm zu P13, wo die Bremse gelöst wird. Anschließend werden die Vorgänge in P14 und den folgenden Schritten ausgeführt.

Bei JA in P2 springt das Programm zu P15, so daß dieser Schritt und die darauffolgenden ausgeführt werden.

Fig. 7 und 8

Das Programm gemäß dem Flußdiagramm nach Fig. 7 ist so ausgelegt, daß es das Hauptprogramm gemäß Fig. 6 unterbricht, beispielsweise alle 14 msec. In P21 werden Signale aus den Sensoren 61 bis 68 zur Datenverarbeitung eingegeben. Das Programm geht dann weiter zu P22, wo ermittelt wird, ob Schlupf auftritt, und in P23 wird anschließend die Drosselklappensteuerung ausgeführt. Diese erfolgt in Übereinstimmung mit dem in Fig. 8 gezeigten Flußdiagramm. In P24 davon wird festgestellt, ob die "Schlupfsteuerungs"-Markierung gesetzt ist oder nicht, d. h. ob die Schlupfsteuerung bereits läuft oder nicht. Bei JA in P24 wird die Drosselklappe 13 betätigt, um hierdurch einen Steuerungsmodus auszuwählen, der das vorbestimmte Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} für die Schlupfsteuerung zu erzielen gestattet, wobei die Kennlinie gemäß Fig. 12 verlassen wird. Bei NEIN in P24 geht das Programm zu P26, so daß das Öffnen oder Schließen der Drosselklappe 13 durch den Fahrer D nach dessen Gutdünken eingestellt werden kann. Dies ergibt das Verhalten entsprechend Fig. 12. Anschließend an P25 und P26 wird in P27 die Steuerung ausgeführt, um die Soll-Drosselklappenöffnung zu erhalten, wie nachfolgend erläutert wird. In diesem Zusammenhang werden die Steuerung entsprechend P68, P70 und P71 sowie die Steuerung entsprechend der Kennlinie nach Fig. 12 durchgeführt, wie nachfolgend ebenfalls noch näher erläutert wird.

Fig. 9; Ermittlung des Schlupfes

Das Programm gemäß dem Flußdiagramm nach Fig. 9 entspricht P22 von Fig. 7 und dient zur Feststellung, ob Schlupf oder ein Durchdrehen, die eine Schlupfkontrolle erfordern, auftreten und ob das Fahrzeug festliegt oder nicht. In P31 wird ermittelt, ob die Kupplung 7 vollständig in Eingriff steht. Bei JA in P31 wird festgestellt, daß das Fahrzeug nicht feststeckt. Daraufhin springt das Programm zu P32, wo die "Blockier"-Markierung gelöscht wird und anschließend in P33 festgestellt wird, ob die Ist-Fahrgeschwindigkeit niedrig ist, z. B. unter 6,3 km/h liegt. Bei NEIN in P33 geht das Programm zu P34 weiter, wo ein Korrekturwert α für die Schlupfermittlung in Abhängigkeit von dem Drehwinkel am Lenkrad 70 errechnet wird (Fig. 14). Anschließend, in P35, wird festgestellt, ob das Schlupfverhältnis an dem linken angetriebenen Vorderrad 2 größer als die Summe des vorbestimmten Bezugswertes von 0.2 und des genannten Korrekturwerts α ist, d. h. ob $0.2 + \alpha$ gilt. Bei JA in P35 wird festgestellt, daß das linke Vorderrad tatsächlich sich im Zustand des Rutschens befindet, so daß die "Schlupf"-Markierung in P36 gesetzt wird. Bei NEIN in P35 geht das Programm zu P37 weiter, wo die "Schlupf"-Markierung für das linke Vorderrad 2 gelöscht wird. Der Korrekturwert α wird aufgrund eines Drehzahlunterschiedes zwischen den äußeren und den inneren Rädern zum Zeitpunkt des Durchdrehens bestimmt, insbesondere eines Drehzahlunterschiedes zwischen dem angetriebenen und dem nicht angetriebenen Rad.

Anschließend an P36 und P37 wird für das rechte Vorderrad 3 ein Schlupfverhältnis in P38 auf weitgehend gleiche Art ermittelt, wie das vorstehend in Zusammenhang mit dem linken Vorderrad 2 geschehen ist. Bei JA in P38 wird eine "Schlupf"-Markierung für das rechte Vorderrad 3 in P39 gesetzt; bei NEIN in P38 wird die dafür bestimmte "Schlupf"-Markierung in P40 gelöscht.

Bei JA in P33 ist die Fahrgeschwindigkeit so gering, daß die Berechnung des Schlupfverhältnisses auf der Grundlage der Beziehung (1) unter Heranziehung der Fahrgeschwindigkeit voraussehbar hohe Fehler bei der Bemessung ergibt.

Demzufolge wird in diesem Zustand das Rutschen allein durch Abtastung der Drehzahlen der angetriebenen Räder festgestellt. Folglich wird in P41 ermittelt, ob die Drehzahl des linken Vorderrades 2 größer als diejenige ist, die einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h entspricht. Bei JA in P41 wird eine "Schlupf"-Markierung für das linke Vorderrad 2 in P42 gesetzt; bei NEIN in P41 wird die "Schlupf"-Markierung für das linke Vorderrad 2 gelöscht. Nach P42 und P43 wird die "Schlupf"-Markierung für das rechte Vorderrad 3 in P44, P45 und P46 gesetzt bzw. gelöscht, was in gleicher Weise wie für das linke Vorderrad 2 in den Schritten P41 bis P43 erfolgt.

Bei NEIN in P31 besteht die Möglichkeit, daß das Fahrzeug hängengeblieben ist. In diesem Fall wird der Fahrer D versuchen, das Fahrzeug aus diesem Zustand, beispielsweise aus Schlamm, mit halb in Eingriff stehender Kupplung herauszubringen. Zu diesem Zeitpunkt geht das Programm zu P51 weiter, wo ermittelt wird, ob der Unterschied zwischen den Drehzahlen des angetriebenen linken und rechten Vorderrades 2 bzw. 3

klein ist, z. B. — nach Umrechnung in eine Fahrgeschwindigkeit — 2 km/h beträgt. Bei NEIN in P51 wird abgefragt, ob das Fahrzeug gegenwärtig sich unter der Kontrolle auf den blockierten Zustand befindet. Bei NEIN in P52 wird in P53 weiter abgefragt, ob die Drehzahl des rechten Vorderrades 3 größer als die Drehzahl des linken Vorderrades 2 ist. Bei JA in P53 wird anschließend in P54 ermittelt, ob die Drehzahl des rechten Vorderrades 3 höher als das 1,5fache der Drehzahl des linken Vorderrades 2 ist. Bei JA in P54 wird daraufhin in P56 die "Blockier"-Markierung gesetzt, jedoch bei NEIN in P54 festgestellt, daß das Fahrzeug nicht festhängt, so daß die an P32 anschließenden Schritte ausgeführt werden, wie oben erläutert ist.

Bei NEIN in P53 wird in P55 abgefragt, ob die Drehzahl des linken Vorderrades 2 größer als das 1,5fache der Drehzahl des rechten Vorderrades 3 ist. Bei JA in P55 geht das Programm zu P56 weiter; bei NEIN in P55 springt das Programm zu P32.

Nach P56 wird in P57 ermittelt, ob die Fahrgeschwindigkeit über 6,3 km/h liegt. Bei JA in P57 wird sie in P58 so eingestellt, daß die Drehzahlen der Vorderräder 2 und 3 das 1,25fache der Drehzahlen der jeweiligen nicht angetriebenen Räder werden, die die Fahrgeschwindigkeit als äquivalent zu einem Schlupfverhältnis von $S = 0.2$ repräsentieren. Bei NEIN in P57 werden die Soll-Drehzahlen der Vorderräder 2 und 3 in P59 so eingestellt, daß sie jeweils einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h äquivalent sind.

Bei JA in P51 wird in P60 die Bremse allmählich gelöst. Bei JA in P52 springt das Programm direkt zu P56 ohne Durchführung der Schritte P53, P54 und P55.

Fig. 10; Motorsteuerung

Das Programm gemäß dem Flußdiagramm nach Fig. 10 entspricht dem Schritt P12 in Fig. 6.

In P61 wird festgestellt, ob der Schlupf im Begriff des Abnehmens ist bzw. ob der Zeitpunkt t_2 in Fig. 5 bereits überschritten ist. Bei NEIN in P61 wird in P62 abgefragt, ob das Schlupfverhältnis des linken Vorderrades 2 größer als $S = 0.2$ ist. Bei NEIN in P62 wird in P63 ermittelt, ob das Schlupfverhältnis des rechten Vorderrades 3 größer als $S = 0.2$ ist. Bei NEIN in P63 wird in P64 abgefragt, ob nur eines der beiden Vorderräder 2 und 3 unter Bremssteuerung läuft, nämlich ob das Fahrzeug auf unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen fährt. Bei JA in P64 geht das Programm weiter zu P65 und das Ist-Schlupfverhältnis wird auf dasjenige Antriebsrad mit dem niedrigeren Schlupfverhältnis eingestellt (Auswahl niedrig). Bei NEIN in P64 geht das Programm weiter zu P66, wo das Ist-Schlupfverhältnis auf das Antriebsrad mit dem höheren Schlupfverhältnis eingestellt wird (Auswahl hoch). Bei JA in P62 und in P63 springt das Programm in jedem Fall direkt zu P66.

Der Schritt "Auswahl hoch" in P66 dient dazu, die Bremshäufigkeit noch weiter herabzusetzen, indem das Ist-Schlupfverhältnis so berechnet wird, daß der Schlupf bzw. das Durchdrehen desjenigen Antriebsrades, an dem ein Schlupf eher als bei dem anderen Antriebsrad wahrscheinlich ist, gesteuert wird. Der Schritt "Auswahl niedrig" in P65 soll erreichen, daß der Schlupf bzw. das Durchdrehen desjenigen Antriebsrades, das eher als das andere zum Schlupf neigt, mittels der Bremse zu steuern. Zugleich soll dadurch erreicht werden, daß das Fahrzeug bei einer Haftkraft des Antriebsrades betrieben werden kann, welches weniger zum Durchrutschen neigt, sobald das Fahrzeug auf einer Fahrbahn mit unterschiedlichen Reibkoeffizienten der Fahrbahnflächen fährt, mit denen das rechte bzw. linke Antriebsrad in Kontakt steht. Nach einer bevorzugten Ausführungsform wird allerdings die Anwendung des Schrittes "Auswahl niedrig" auf eine besondere Zeitdauer beschränkt, um einen übermäßigen Einsatz der Bremse zu vermeiden, oder es werden unterstützende Vorkehrungen getroffen, um die Durchführung des Schrittes "Auswahl niedrig" im Fall einer Bremsüberhitzung aufzuheben.

Nach P65 oder P66 wird in P67 festgestellt, ob das Ist-Schlupfverhältnis größer als $S = 0.02$ ist. Bei JA in P67 wird die Drosselklappe 13 zum Zweck der Schlupfsteuerung mittels der Rückführsteuerung in P68 einreguliert. In diesem Fall wird die Soll-Drosselklappenöffnung T_n so eingestellt, daß man das in P9 eingestellte oder gemäß nachfolgender Beschreibung in P76 geänderte Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} erhält.

Bei NEIN in P67 wird in P68 abgefragt, ob das Ist-Schlupfverhältnis größer als $S = 0.1$ ist. Bei JA in P69 geht das Programm zu P70 weiter und führt die oben beschriebene Dämpfungssteuerung aus. Bei NEIN in P69 wird in P71 die oben beschriebene Stützsteuerung durchgeführt.

Bei JA in P61 springt das Programm zu P72, wo ermittelt wird, ob nach der Abnahme des Schlupfes eine vorbestimmte Zeitdauer verstrichen ist, nämlich ob die Zeitdauer für die Erholungsphase abgelaufen ist (im vorliegenden Ausführungsbeispiel 170 msec). Bei NEIN in P72 werden die Schritte anschließend an P73 ausgeführt, um die Steuerung in der Erholungsphase zu bewirken. Dementsprechend wird in P73 die Maximalbeschleunigung G_{max} des Fahrzeuges 1 zum Zeitpunkt t_2 in Fig. 5 gemessen und in P74 die optimale Drosselklappenöffnung T_{VO} eingestellt, die die Erzielung der Maximalbeschleunigung G_{max} erlaubt, wie dies in Fig. 15 gezeigt ist. Anschließend wird in P75 die optimale Drosselklappenöffnung T_{VO} aus P74 entsprechend dem gerade eingelegten Gang des Getriebes 8 korrigiert. Da das an die Antriebsräder abgegebene Drehmoment sich mit dem jeweils eingeschalteten Gang ändert, wird in diesem Ausführungsbeispiel die optimale Drosselklappenöffnung T_{VO} in P64 für eine Bezugs-Schaltgeschwindigkeit (Bezugsgang) eingestellt und anschließend in P75 die Differenz entsprechend dem eingelegten Gang berücksichtigt. In P76 werden das Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} für die Schlupfsteuerung mittels Motor (Drosselklappensteuerung) sowie das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} für die Schlupfsteuerung mittels Bremse durch Schätzung eines Fahrbahn-Reibkoeffizienten auf der Grundlage der in P73 erhaltenen Maximalbeschleunigung G_{max} abgeändert. Die Abänderung der Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} wird nachfolgend erläutert.

Anschließend an P76 wird in P77 abgefragt, ob mittels des Schalters 71 der Modus "AUTO" gewählt ist. Bei JA in P77 springt das Programm direkt zu P79. Bei NEIN in P77 befindet sich der Schalter 71 entweder in der Stellung "HART" oder "WEICH", so daß das Steuerverhältnis S_{BT}/S_{ET} entsprechend dieser Moduswahl geändert wird. Anschließend geht das Programm zu P79 weiter.

In P79 wird festgestellt, ob die Bremse überhitzt ist oder nicht. Bei JA in P79 wird das Soll-Schlupfverhältnis

S_{BT} für die Bremssteuerung in Richtung auf eine Zunahme korrigiert, so daß eine übermäßige Bremsabnutzung vermieden wird. Bei NEIN in P79 wird die Steuerung angehalten.

Bei JA in P72 wird festgestellt, daß die Steuerung in der Erholungsphase abgeschlossen ist, so daß das Programm zu P72 springt, wo die weiteren bereits beschriebenen Schritte ausgeführt werden.

Fig. 11; Bremssteuerung

Das Programm gemäß dem Flußdiagramm nach Fig. 11 entspricht den Schritten P11 und P16 in Fig. 6.

In P81-1 wird festgestellt, ob derzeit die Forderung nach einer Beschleunigung besteht oder nicht. In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel erfolgt diese Feststellung durch eine Überprüfung dahingehend, ob die Betätigungsgeschwindigkeit des Gaspedals 69 gleich oder größer als ein vorbestimmter Wert ist, wie oben erläutert wurde.

Bei JA in P81-1 wird das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} für die Bremssteuerung in P81-2 in Richtung auf eine Abnahme korrigiert und das Programm geht dann zu P81-3 weiter. Bei NEIN in P81-1 springt das Programm direkt zu P81-3, ohne den Schritt P81-2 zu durchlaufen. Wenn die Forderung nach einer Beschleunigung durch Betätigung des Schalters 74 (Fig. 1) gestellt ist, erfolgt die Feststellung der Beschleunigungsforderung in P81-1 über die Abfrage des Schalters 74.

In P81-3 wird festgestellt, ob das Fahrzeug hängengeblieben ist, z. B. in Schlamm od. desgleichen. Bei NEIN in P81-3 geht das Programm zu P82 weiter, wo der Grenzwert (Maximalwert) B_{LM} einer Ansprechgeschwindigkeit B_n der Bremse, die dem Schaltverhältnis für die Steuerung des Öffnens oder Schließens der Ventile SV1 bis SV4 äquivalent ist, als variable Funktion entsprechend der Fahrgeschwindigkeit festgelegt wird. Diese Funktion wird umso größer, je höher die Fahrgeschwindigkeit ist. Bei JA in P81-3 wird in P83 der Grenzwert B_{LM} auf einen konstanten Wert festgelegt, der kleiner als der Grenzwert B_{LM} aus P82 ist. Die Vorgänge in P82 und P83 werden zu dem Zweck durchgeführt, das Auftreten jeglicher Vibration unwahrscheinlich zu machen, die aufgrund einer zu hohen Zunahme- oder Abnahmegeschwindigkeit des Bremsdruckes eintreten könnte, wenn die Ansprechgeschwindigkeit B_n der Bremse, die auf der Grundlage der Beziehung (5) ermittelt wird, so verwendet wird, wie sie ist. Darüber hinaus ist es besonders unerwünscht, die Bremskraft an den Antriebsrädern rapide zu verändern, um das Fahrzeug aus dem festhängenden Zustand freizubekommen, so daß der Grenzwert B_{LM} in P83 kleiner als derjenige in P82 eingestellt wird.

Anschließend an P82 oder P83 wird in P84 festgestellt, ob das Schlupfverhältnis größer als $S = 0.9$ ist, d. h. der Punkt erreicht ist, wo die Bremssteuerung aufgehoben wird.

Bei JA in P84 wird in P85 eine Betätigungsgeschwindigkeit B_n der Bremse 22 für das rechte Vorderrad errechnet, die B_n in der I-PD-Regelung gemäß Fig. 4 äquivalent ist. Anschließend wird in P86 ermittelt, ob die Betätigungsgeschwindigkeit B_n größer als Null ist. Diese Feststellung dient zur Überprüfung, ob der Bremsdruck eine abnehmende Tendenz hat, indem die abnehmende Tendenz des Bremsdruckes mit einem positiven Wert, nämlich größer als Null, und die zunehmende Tendenz des Bremsdruckes mit Null oder einem negativen Wert, d. h. kleiner als Null bezeichnet wird. Bei JA in P86 wird in P87 entschieden, ob B_n größer als B_{LM} ist. Bei JA in P87 wird in P88 B_n auf den Grenzwert B_{LM} eingestellt und anschließend in P89 der Bremsdruck in der rechten Bremse abgesenkt. Bei NEIN in P87 springt das Programm zu P89 und der Bremsdruck davon wird entsprechend dem in P85 eingestellten Wert von B_n angehoben.

Bei NEIN in P86 wird festgestellt, daß B_n einen negativen Wert hat oder Null ist, so daß B_n in P90 auf den entsprechenden Absolutwert reduziert wird, worauf sich die Schritte in P91 bis P93 anschließen. Diese Schritte dienen dazu, den Bremsdruck der rechten Bremse 22 in weitgehend gleicher Weise wie in den Schritten P87 bis P89 zu erhöhen.

Bei NEIN in P84 geht das Programm zu P95 weiter und die Bremssteuerung wird durch Lösen der Bremse aufgehoben.

Nach den Schritten P89, P93 oder P95 geht das Programm zu P94, wo der Bremsdruck der linken Bremse 21 in weitgehend gleicher Weise erhöht oder erniedrigt wird, wie dies in Zusammenhang mit der rechten Bremse 22 in den Schritten P84 bis P93, P95 beschrieben ist.

Wenn zwischen der Ist-Drehzahl und der Soll-Drehzahl (Ist-Schlupfverhältnis und Soll-Schlupfverhältnis) ein großer Unterschied besteht, dann wird beispielsweise der Integral-Koeffizient K_I in der Beziehung (5) korrigiert, um zu verhindern, daß die Beschleunigung durch übermäßigen Einsatz der Bremse verringert und der Motor abgewürgt wird. Diese Korrektur kann in der Weise erfolgen, daß der Integral-Koeffizient K_I in einem Programmschritt zwischen P85 und P86 verkleinert wird.

Änderung der Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} (P76)

In P76 werden das Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} und das Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} geändert, wie dies in Fig. 17 veranschaulicht ist. Dies erfolgt auf der Basis der Maximalbeschleunigung G_{max} , die in P73 gemessen wird. Wie aus Fig. 17 hervorgeht, nehmen die Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} regelmäßig mit einer Zunahme der Maximalbeschleunigung G_{max} ebenfalls zu und für jedes davon wird ein Grenzwert festgesetzt.

Wenn zum Zeitpunkt der Aufhebung der Schlupfsteuerung mittels Bremse als Zwischenwert ein Schlupfverhältnis S_{BC} zwischen S_{ET} und S_{BT} festgesetzt wird, bedarf dieser Zwischenwert S_{BC} auch in Anbetracht der Änderung der Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} regelmäßig keiner Änderung. Wenn aber beispielsweise der Zwischenwert S_{BC} in einem konstanten Abstand von und näher an dem Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} um einen Abweichungsbetrag von 20% der Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} liegt, dann kann der Zwischenwert S_{BC} anschließend an die Änderungen der Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} ebenfalls geändert werden.

Es folgt nunmehr eine Beschreibung des Einflusses der Bestimmung der Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT}

auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges 1.

(1) Die Haftkräfte an den Antriebsrädern

Die Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} werden als Ganzes in Fig. 17 nach oben oder unten gegeneinander versetzt. Um die Haftkraft zu vergrößern, werden sie nach oben versetzt. Dies gilt solange wie ein Schlupfverhältnis im Bereich von 0.2 bis 0.3 oder darunter zur Anwendung kommt, weil der Reibkoeffizient μ der Fahrbahn bis zu einem Schlupfverhältnis von 0.2 bis 0.3 entsprechend den besonderen Eigenschaften von Spikereifen zunimmt, wie aus Fig. 13 hervorgeht.

(2) Beschleunigungsempfinden

Das Beschleunigungsempfinden variiert mit dem Unterschied zwischen den Soll-Schlupfverhältnissen S_{ET} und S_{BT} . Dieser Zusammenhang ist oben bereits erläutert worden, so daß sich hier eine weitere Beschreibung erübrigt.

(3) Ruckfreie Beschleunigung

Eine ruckfreie Beschleunigung läßt sich erzielen, wenn das Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} groß wird, nämlich relativ groß im Vergleich zu dem Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} . In diesem Fall überwiegt die Motorsteuerung die Bremssteuerung, was zu einer weichen Veränderung des Drehmoments führt. Darin liegt der Vorteil der Motorsteuerung.

(4) Kurven-Fahrstabilität

Stabilität während der Kurvenfahrt läßt sich erreichen, wenn das Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} klein wird, nämlich relativ klein im Vergleich zu dem Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} . Wie aus Fig. 13 hervorgeht, kann in dem Bereich von $S = 0.2$ bis $S = 0.3$ oder darunter, wo eine maximale Haftkraft erzeugt wird, die Verringerung des Soll-Schlupfverhältnisses die Haftkraft an den Rädern absenken und zugleich die Radseitenkraft so groß wie möglich werden lassen.

Die vorstehend unter (1) bis (4) geschilderten charakteristischen Zustände können entweder automatisch angesteuert oder manuell durch den Fahrer D im Rahmen einer Modusauswahl gewählt werden.

In dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel ist das Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} größer eingestellt als das Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} , so daß keine Bremssteuerung erfolgt, sobald das Ausmaß des Schlupfes oder Durchdrehens gering ist. Dies führt zu einer geringeren Brems häufigkeit. Außerdem ist hierdurch die Belastung der Bremssteuerung geringer, selbst wenn Schlupf oder Durchdrehen des Rades in großem Ausmaß auftreten. Weiterhin wird der Bremsdruck zum Zeitpunkt der Aufhebung der Bremssteuerung ausreichend abgesenkt, so daß das Auftreten einer stärkeren Drehmomentschwankung unwahrscheinlich ist, weil zwischen den Soll-Schlupfverhältnissen S_{BT} und S_{ET} zum Zeitpunkt der Aufhebung der Brems-Schlupfsteuerung der Zwischenwert S_{BC} eingestellt wird. In dem vorliegenden Ausführungsbeispiel ist allerdings das Motor-Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} gleich dem Brems-Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} eingestellt und das Schlupfverhältnis S_{BC} zur Zeit der Aufhebung der Bremssteuerung ist größer eingestellt als die beiden Soll-Schlupfverhältnisse S_{ET} und S_{BT} .

Es versteht sich, daß im Rahmen der Erfindung Abänderungen und Modifikationen getroffen werden können.

a) Zur Vereinfachung der Steuerung kann das Soll-Schlupfverhältnis für die Bremssteuerung so eingestellt werden, daß es identisch mit dem Soll-Schlupfverhältnis für die Motorsteuerung ist, und die Bremssteuerung kann so ausgelegt sein, daß sie während einer konstanten Zeitdauer nach dem Einsetzen der Schlupfsteuerung, d. h. nach dem Zeitpunkt t_1 in Fig. 5, abläuft.

Es ist auch möglich, das Soll-Schlupfverhältnis für die Bremssteuerung identisch mit dem Soll-Schlupfverhältnis für die Motorsteuerung zu wählen, jedoch die Bremssteuerung nur dann wirksam sein zu lassen, solange der Schlupf bzw. das Durchdrehen der angetriebenen Räder eine zunehmende Tendenz zeigen. Dies besagt, daß die Bremssteuerung dann abläuft, wenn der Gradient der Drehzahl der angetriebenen Räder, dW/dt , positiv ist oder wenn der Gradient der Schlupfverhältnisse, dS/dt , positiv ist.

b) Die Mittel zur Einstellung des vom Motor 6 abgegebenen Drehmoments sind vorzugsweise von der Art, daß sie ein Element oder eine Komponente steuern, welche den stärksten Einfluß auf die Motorleistung hat. Dies besagt, daß vorzugsweise das Ausgangsdrehmoment über eine sogenannte Laststeuerung eingestellt wird. Bei einem Otto-Motor, z. B. einem Benzinmotor, wird vorzugsweise hierzu die Gemischmenge geregelt; bei einem Diesel-Motor erfolgt die Einstellung über die eingespritzte Kraftstoffmenge.

Zusätzlich zur Laststeuerung kann in einem Otto-Motor der Zündzeitpunkt, in einem Diesel-Motor der Einspritzzeitpunkt eingestellt werden. Bei einem Motor mit Aufladung läßt sich auch der Ladedruck regeln.

Es versteht sich auch, daß als Kraftquelle zusätzlich oder anstelle einer Brennkraftmaschine ein Elektromotor vorgesehen sein kann. In diesem Fall wird das abgegebene Drehmoment durch Regelung der dem Elektromotor zugeführten elektrischen Energie gesteuert.

c) Das Fahrzeug 1 kann außerdem anstelle der angetriebenen Vorderräder 2, 3 über die Hinterräder 4, 5 angetrieben sein; die Erfindung ist auch auf einen Vierradantrieb anwendbar.

d) Der Zustand des Schlupfes oder Durchdrehens der angetriebenen Räder kann entweder direkt aufgrund der Drehzahl der angetriebenen Räder — wie in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel — ermittelt werden oder indirekt über einen bestimmten Zustand des Fahrzeuges festgestellt werden. Ein derartiger Zustand des

Fahrzeuges kann beispielsweise eine Erhöhung des Drehmoments oder der Drehzahl des Motors, eine Veränderung der Stellung des Gaspedals, eine Drehzahländerung der Antriebswelle, eine bestimmte Stellung des Lenkrads (bei Kurvenfahrt), ein bestimmtes Niveau des Fahrzeugkörpers (z. B. bei Beschleunigung) sowie die Last sein. Zusätzlich zu diesen Zuständen kann auch der Reibkoeffizient μ der Fahrbahn in Abhängigkeit von der Außentemperatur, von Regen, Schnee oder Glatteis automatisch erfaßt und berücksichtigt oder von Hand eingegeben werden, um den vorhersehbaren Zustand des Durchrutschens oder Durchdrehens der Antriebsräder angemessen zu erfassen. 5

e) Der hydraulische Regelkreis für den Bremsdruck gemäß Fig. 2 und die Sensoren 64, 65 und 66 können auch im Rahmen eines bekannten ABS-Bremssystems vorgesehen sein.

f) Die für die Schlupfsteuerung verwendete Bremse kann elektromagnetisch oder hydraulisch beaufschlagt sein. 10

g) Eine Änderung des Steuerverhältnisses S_{BT}/S_{ET} kann durch Veränderung eines oder beider Soll-Schlupfverhältnisse S_{BT} und S_{ET} erfolgen. Diese Änderung kann in drei oder mehreren Stufen oder stufenlos erfolgen. Bei der Änderung des Steuerverhältnisses S_{BT}/S_{ET} liegt der Zwischenwert S_{BC} an Zeitpunkt der Aufhebung der Schlupfsteuerung mittels Bremse vorzugsweise zwischen den Soll-Schlupfverhältnissen S_{BT} und S_{ET} . Es ist auch denkbar, den Mittelwert S_{BC} zusammen mit der Änderung der Soll-Schlupfverhältnisse S_{BT} und/oder S_{ET} zu verändern. 15

Das Steuerverhältnis S_{BT}/S_{ET} kann auch durch Aufhebung der Schlupfsteuerung mittels Motor verändert werden.

In Fällen, in denen die Schlupfsteuerung unter Anwendung der Sollwerte durchgeführt wird (wie in dem Ausführungsbeispiel), kann sie derart ablaufen, daß ein Steuerwert, der als Differenzwert zwischen dem Soll-Schlupfverhältnis und dem Ist-Schlupfverhältnis bestimmt wird, verändert wird. In diesem Fall erfolgt die Änderung dieses Steuerwerts zumindest entweder für den Motor oder für die Bremse. Insgesamt läßt sich somit jegliche Einrichtung verwenden, die eine Änderung des Verhältnisses der Drehmomentverringerung (aufgrund einer Verringerung des am angetriebenen Rad wirksamen Drehmoments) und der Bremskraft der Bremse hervorrufen kann. 20 25

h) Der Beschleunigungsbedarf kann unter Heranziehung entsprechender Parameter ermittelt werden. Solche Parameter sind die Geschwindigkeit, mit der das Gaspedal betätigt wird, der Zustand des Modus-Auswahlschalters 74, das Ausmaß der Gaspedalbetätigung, ein Herunterschalten des Getriebes 8, das Beschleunigungsmaß des Fahrzeuges selbst sowie der Verlauf der Fahrgeschwindigkeit, insbesondere eine Zunahme der Fahrgeschwindigkeit. 30

Die Schlupfsteuerung kann auch dahingehend verändert werden, daß das Verhältnis der Bremssteuerung nach dem Einsetzen der Schlupfsteuerung in Abhängigkeit von dem Beschleunigungsbedarf erhöht wird, indem der Beschleunigungsbedarf vor dem Einsetzen der Schlupfsteuerung ermittelt wird. In diesem Fall kann daran gedacht werden, die Differenz zwischen den jeweiligen Soll-Schlupfverhältnissen S_{BT} und S_{ET} in P 9 und P 10 so festzusetzen, daß sie von Anfang an klein ist, um die Veränderung im Sinn einer Vergrößerung des Verhältnisses der Bremssteuerung schneller durchzuführen. Es versteht sich dabei, daß das Ausmaß der Verringerung der Differenz zwischen den Soll-Schlupfverhältnissen S_{BT} und S_{ET} auf das Ausmaß des Beschleunigungsbedarfes abgestimmt wird. 35

i) Eine Verstärkung der Schlupfsteuerung mittels Bremse bei einem Zustand, in dem das Antriebsrad festsitzt, kann durch Verringerung der Differenz zwischen dem Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} für die Bremssteuerung und dem Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} für die Motorsteuerung anstelle einer Aufhebung der Schlupfsteuerung für den Motor erfolgen. Diese Differenz kann entweder dadurch verringert werden, daß man das Soll-Schlupfverhältnis S_{BT} reduziert oder das Soll-Schlupfverhältnis S_{ET} erhöht. Dies kann auch dadurch erfolgen, daß man den Steuerwert, der als Differenzwert zwischen dem Soll-Schlupfverhältnis und dem Ist-Schlupfverhältnis bestimmt wird, verändert. Die Änderung des Steuerwertes erfolgt dabei mindestens entweder für die Bremse oder für den Motor. 40 45

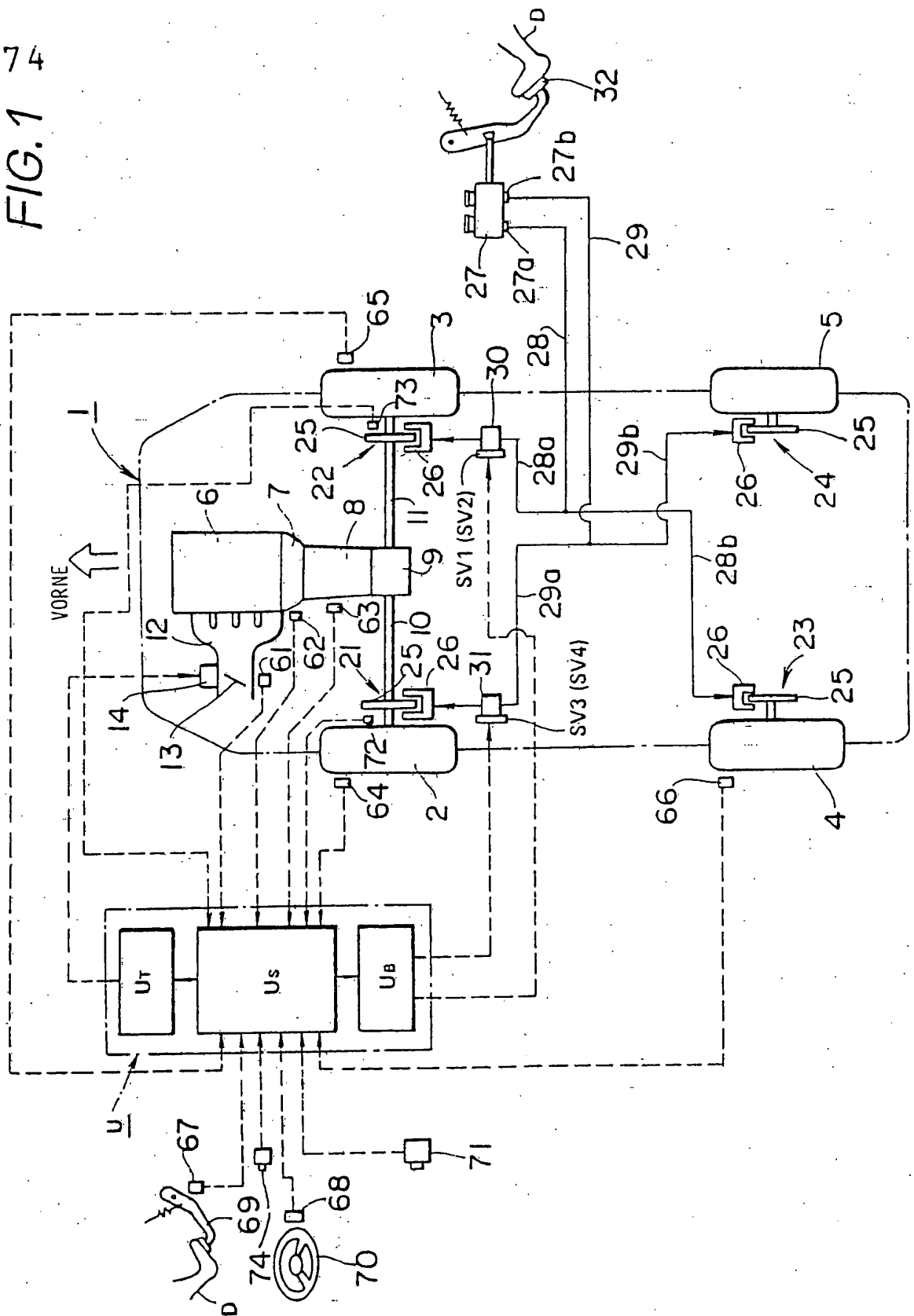
Insgesamt können somit alle Einrichtungen eingesetzt werden, die in der Lage sind, das Verhältnis einer Drehmoment-Verringerung (aufgrund einer Verringerung des vom Antriebsrad geforderten Drehmoments) zur Bremskraft an einem Zeitpunkt, an dem das Antriebsrad festhängt oder nicht, zu verändern. 50

j) Um den Zustand genauer zu ermitteln, ob das Antriebsrad festhängt oder nicht, kann zusätzlich eine Zustandsbedingung dahingehend eingeführt werden, ob die Drehzahl des Antriebsrades hinreichend höher als die Fahrgeschwindigkeit, d. h. die Drehzahl des nicht angetriebenen Rades ist, oder — darüber hinaus — ob die Fahrgeschwindigkeit gegen Null geht oder nicht. Diese Abfrage kann zusätzlich zu den Abfragen in P 31, P 51 und P 53 bis P 55 erfolgen. 55

- Leerseite -

3724574

FIG. 1



Nummer:
Int. Cl.4:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

37 24 574
B 60 K 28/16
24. Juli 1987
4. Februar 1988

24-07-87

3724574

FIG.2

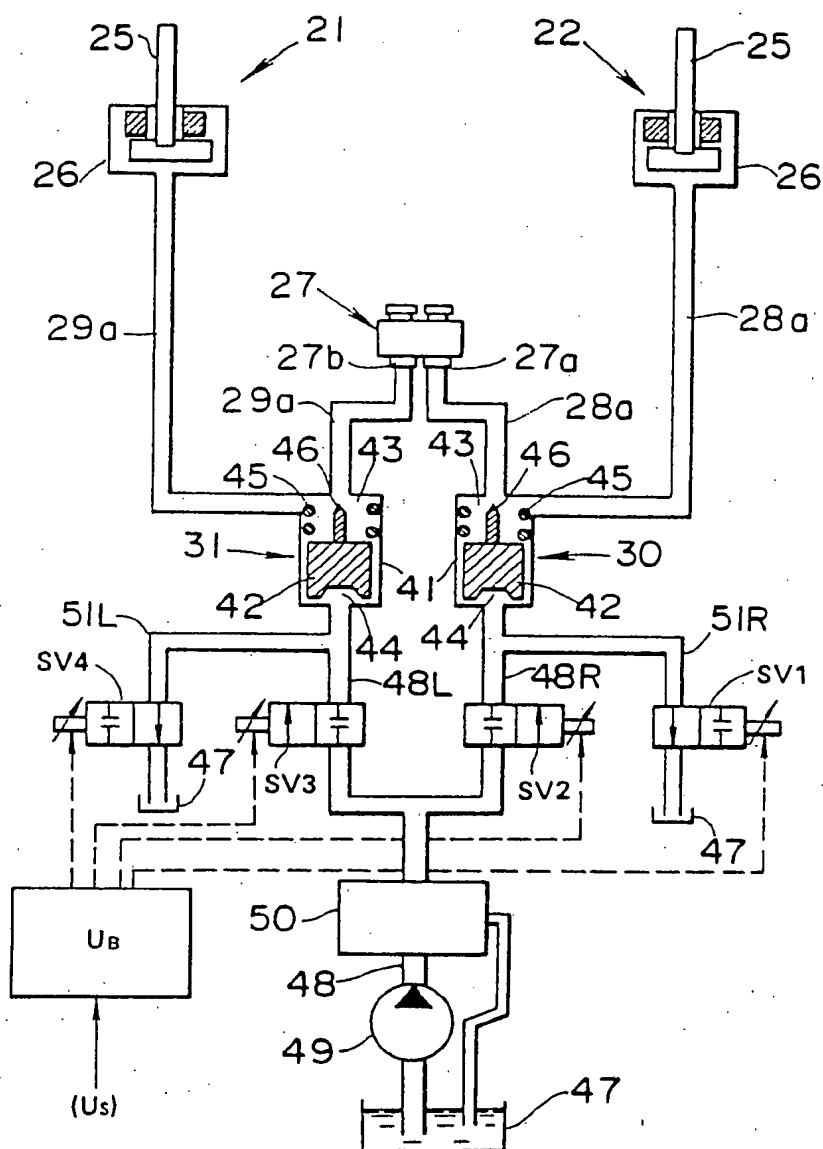


FIG.3

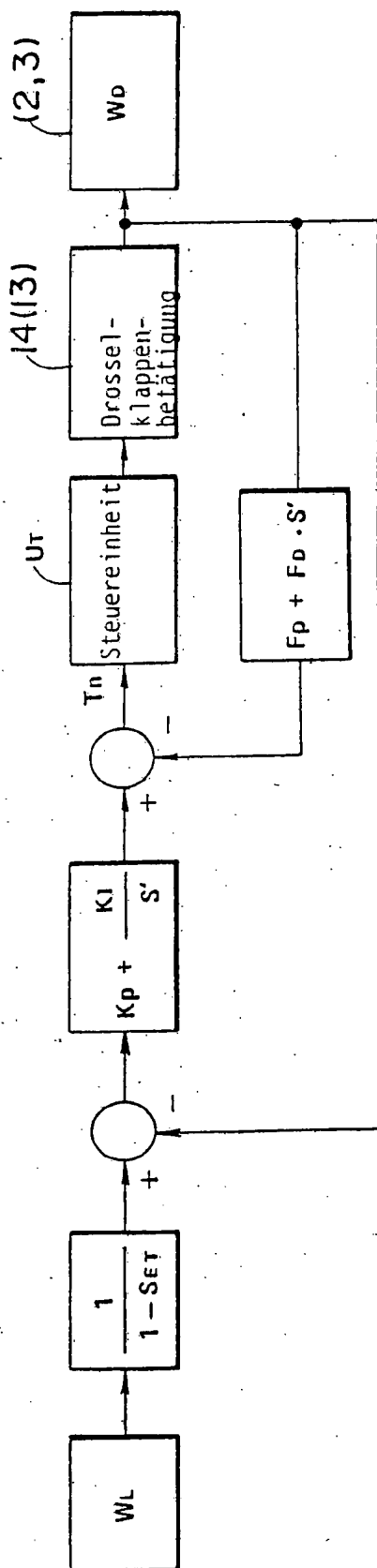
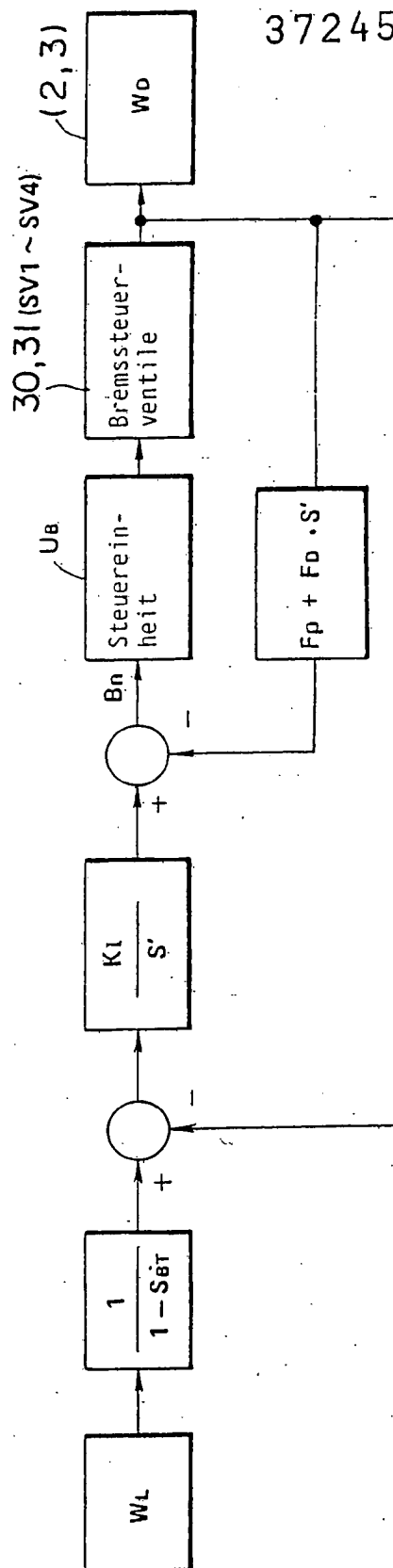


FIG.4



3724574

FIG.5

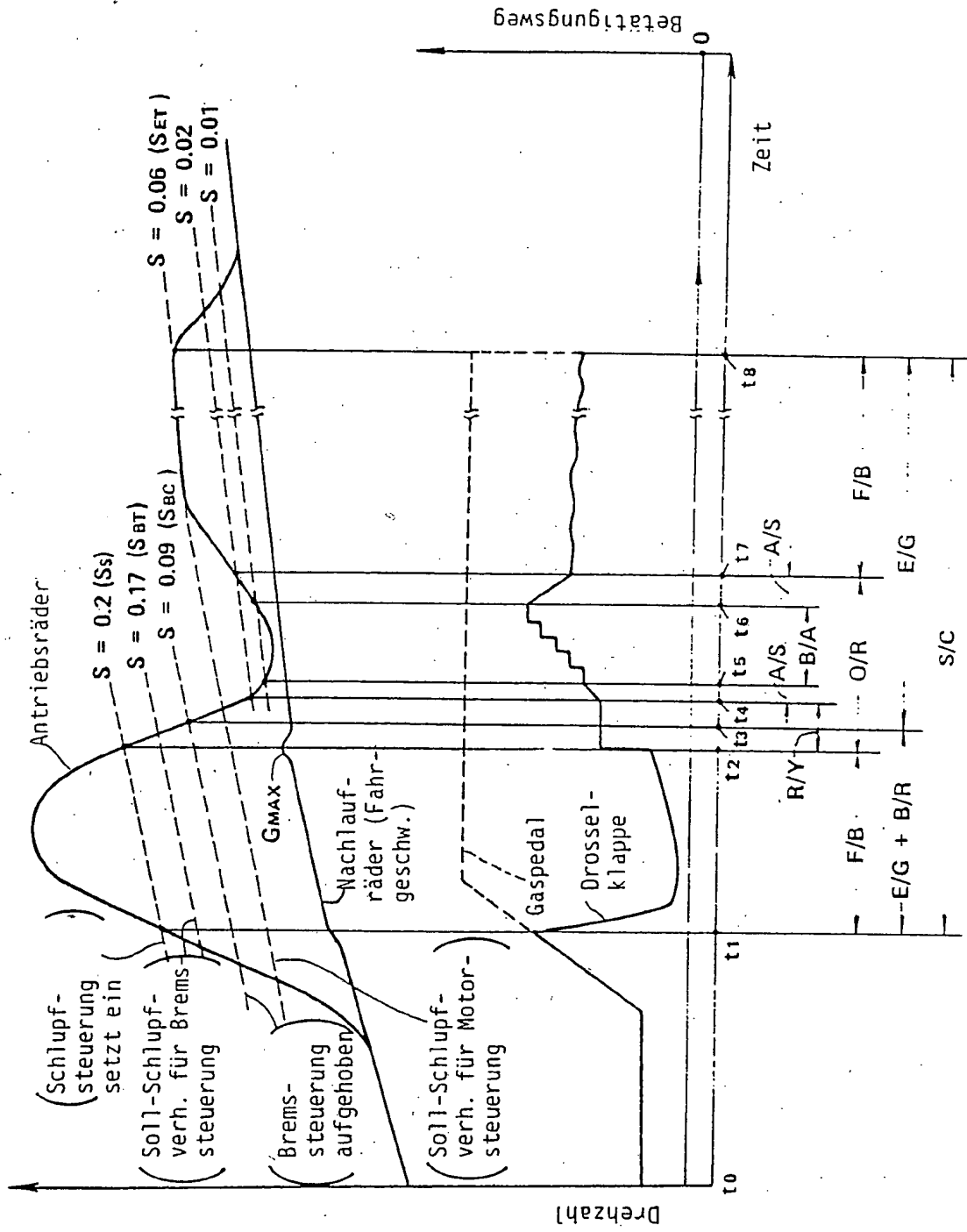


FIG. 6(A)

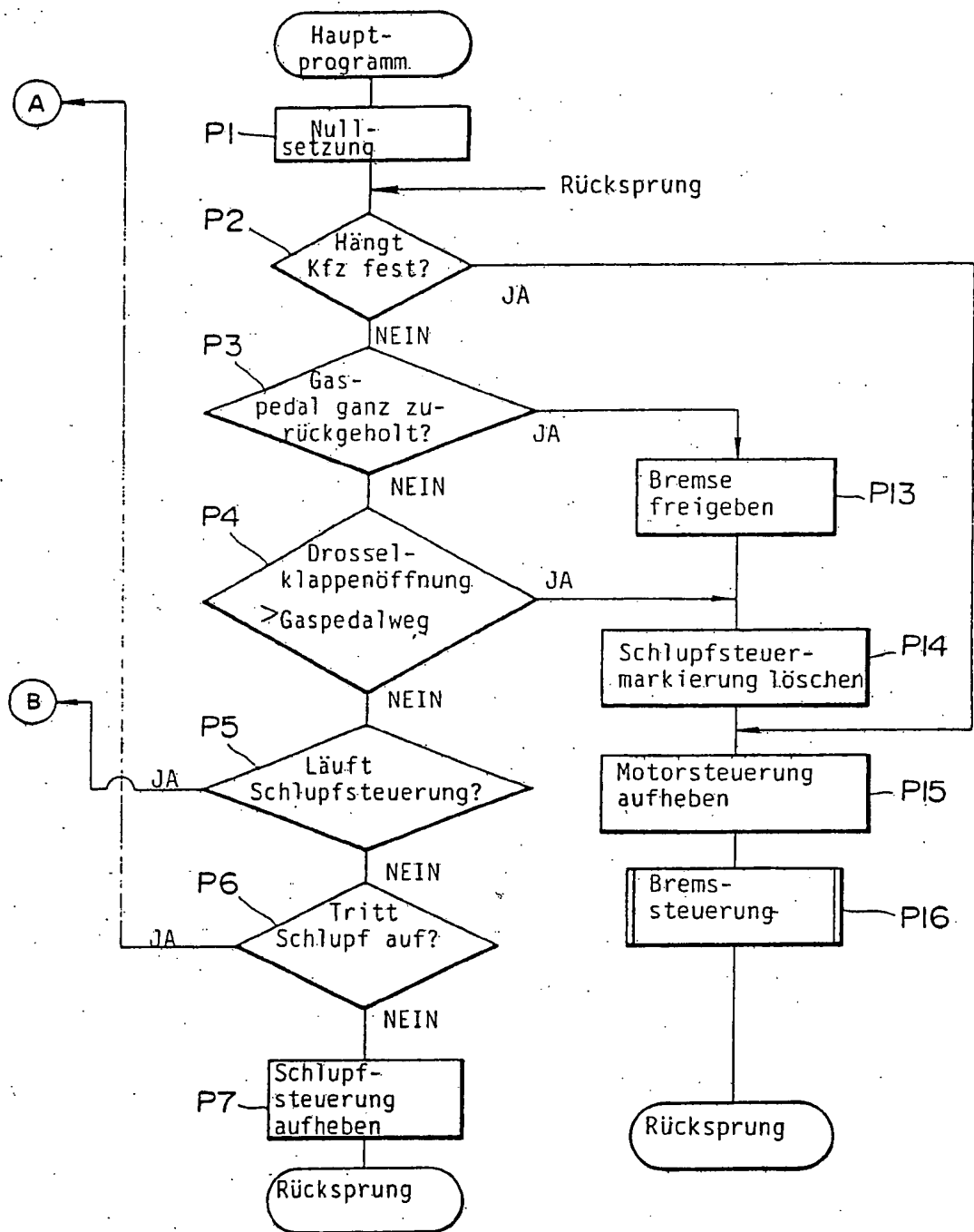


FIG. 6 (B)

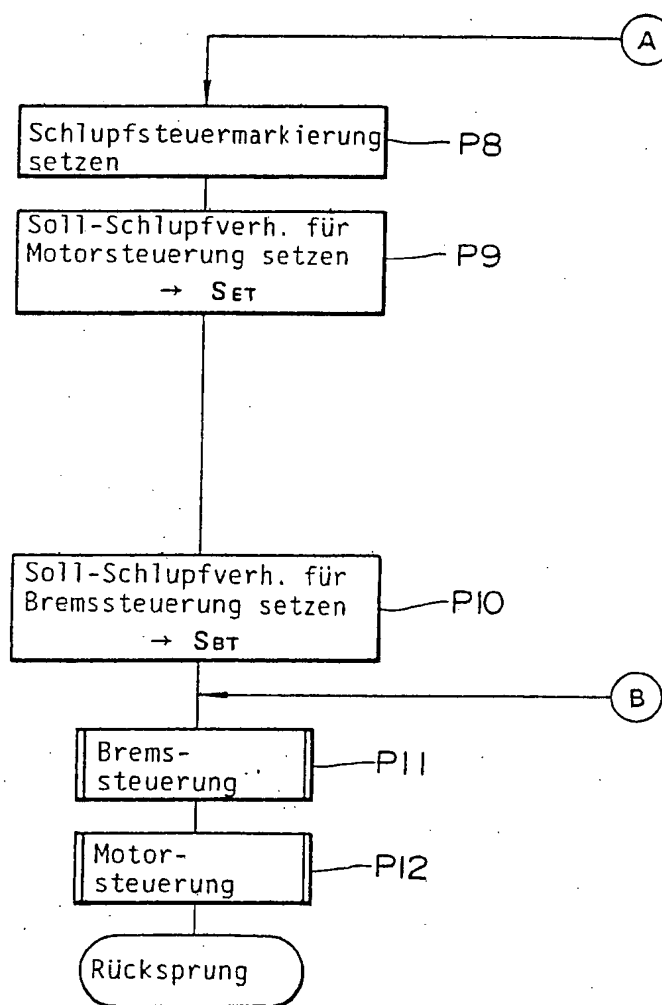


FIG. 7

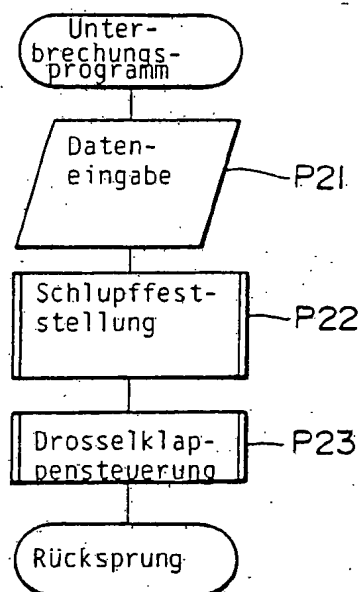


FIG. 8

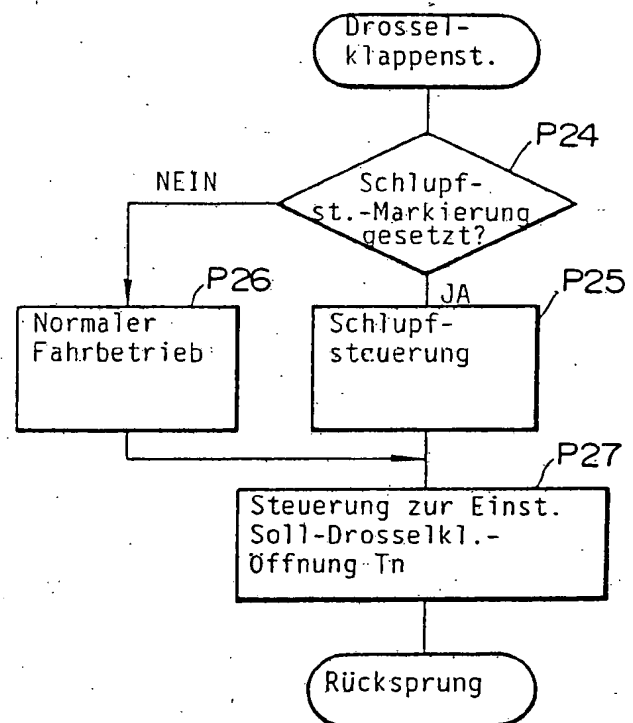


FIG.9(A)

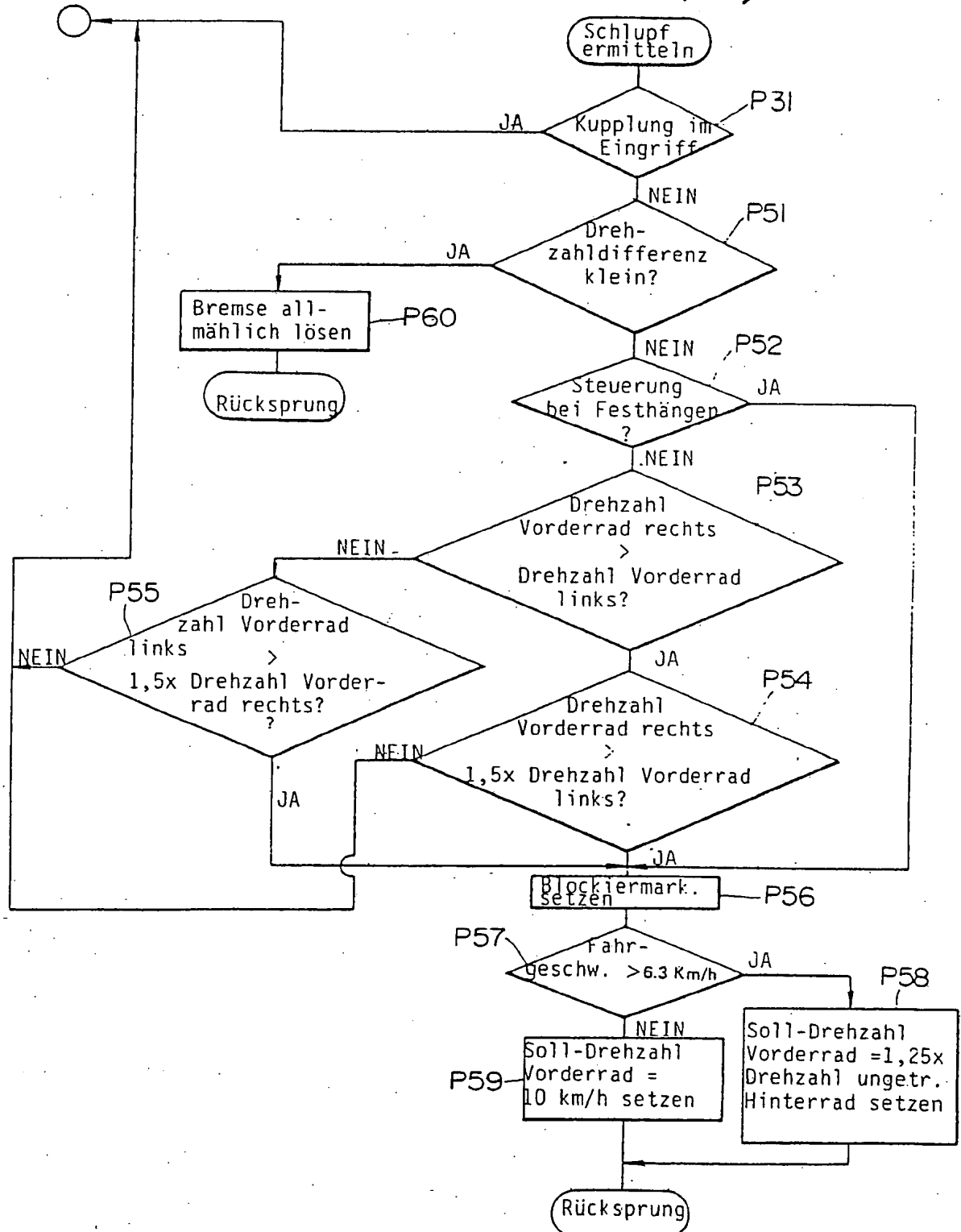


FIG. 9 (B)

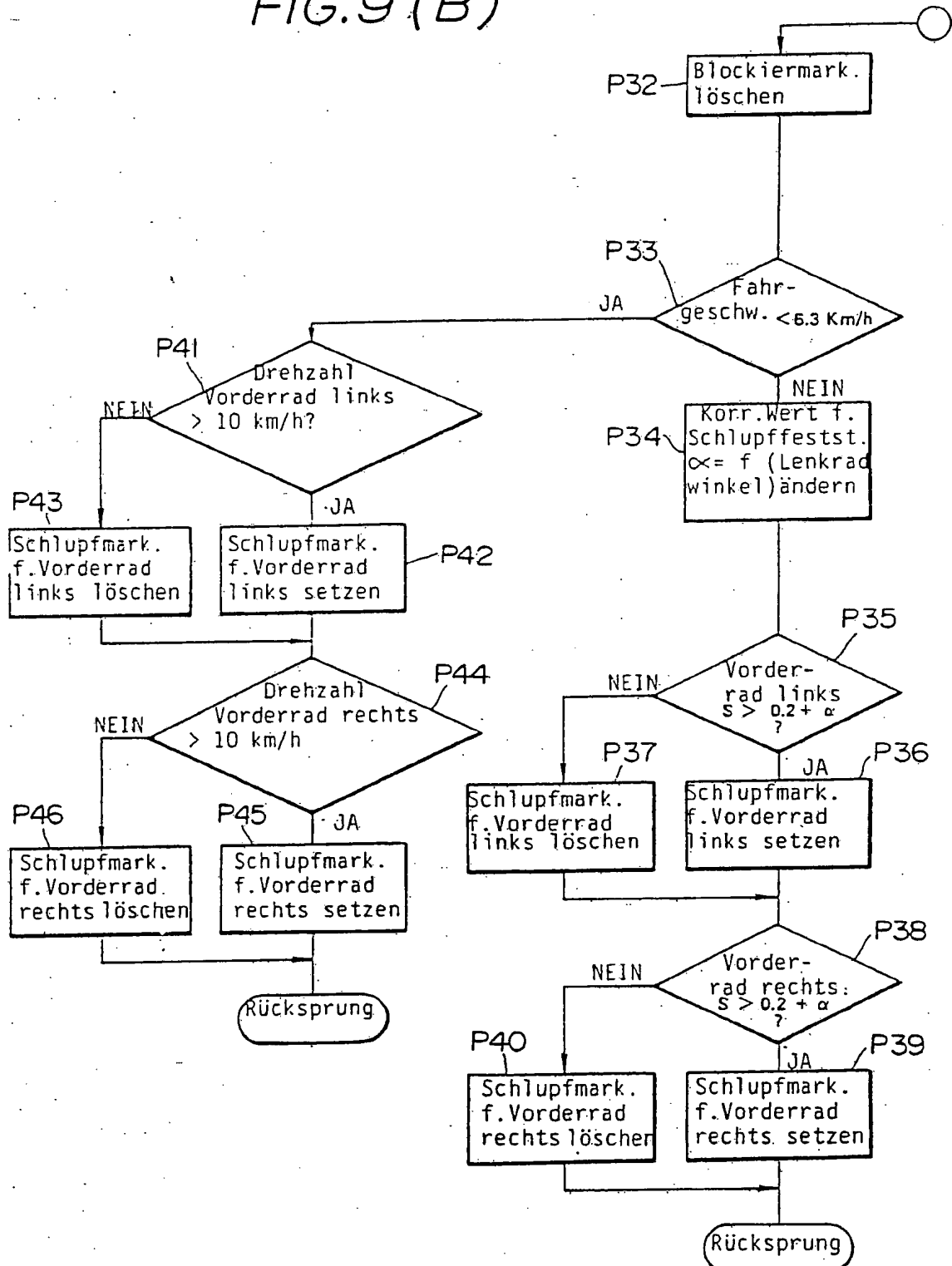
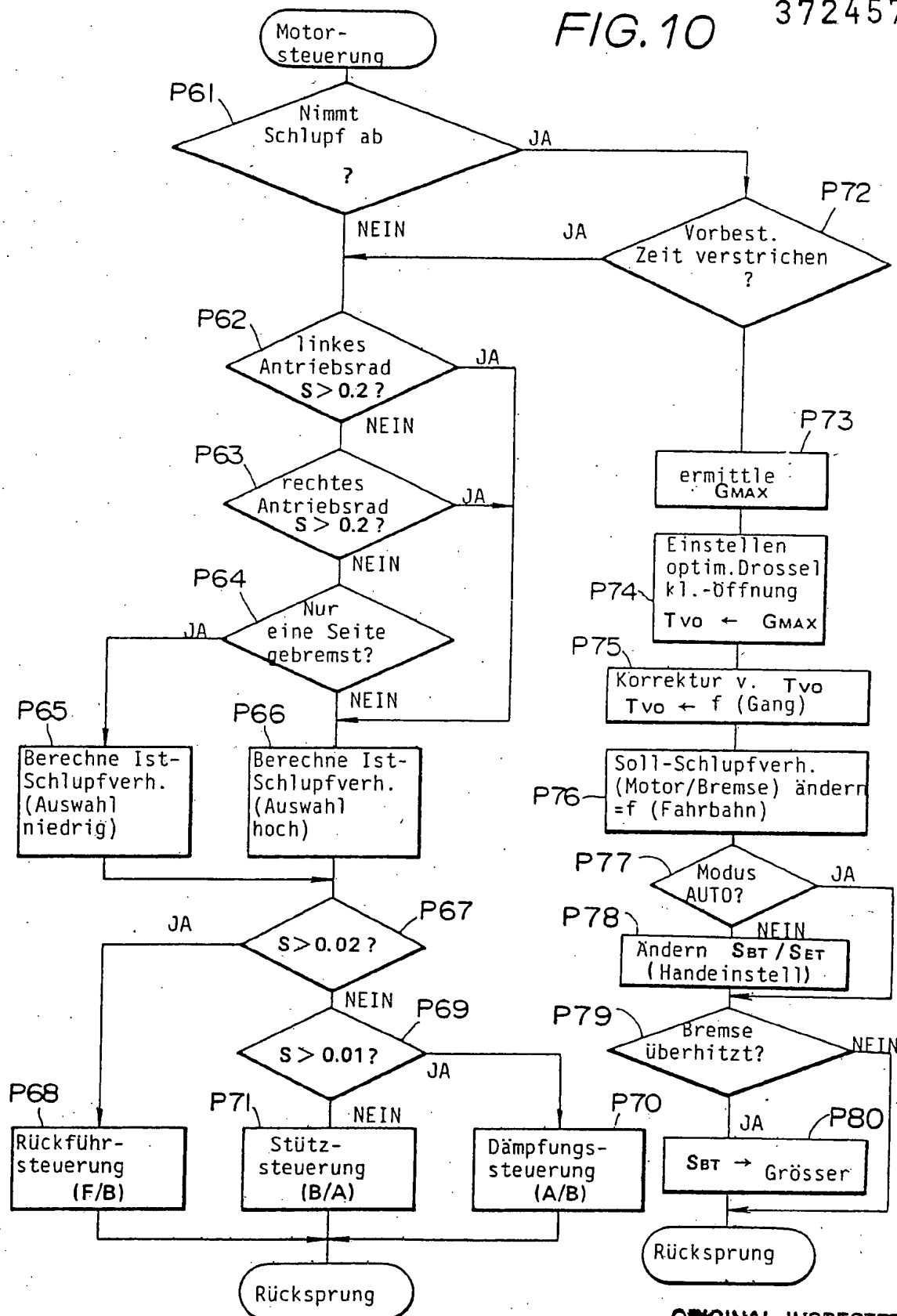


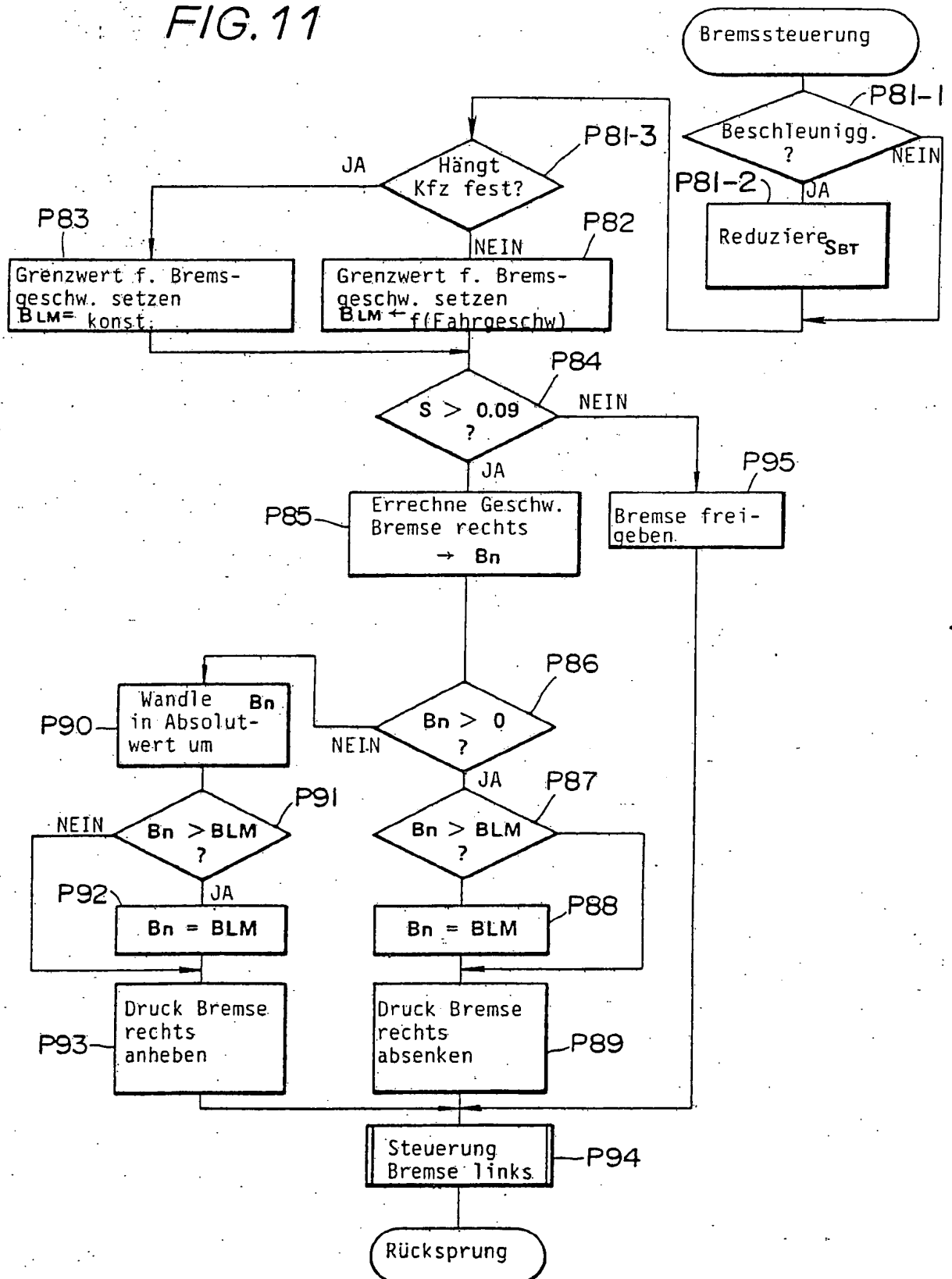
FIG. 10

3724574



ORIGINAL INSPECTED

FIG. 11



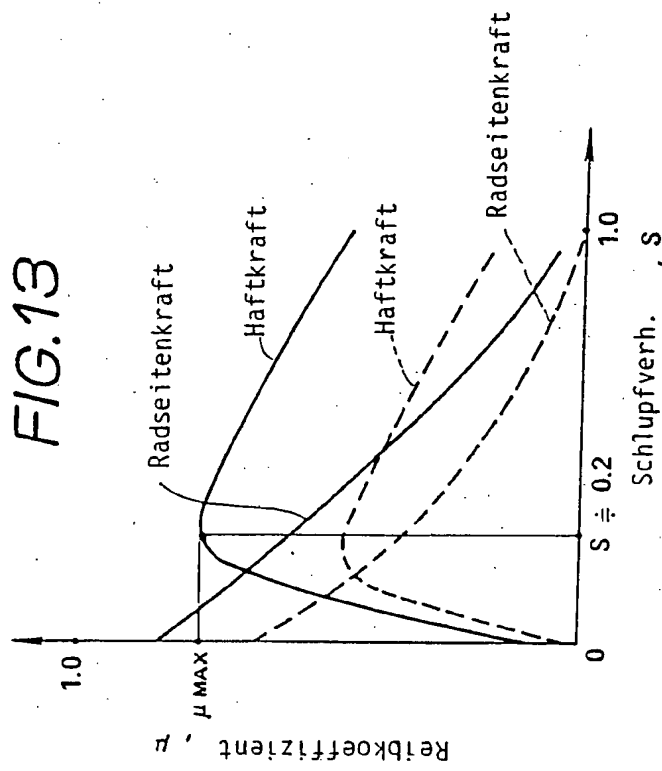


FIG.15

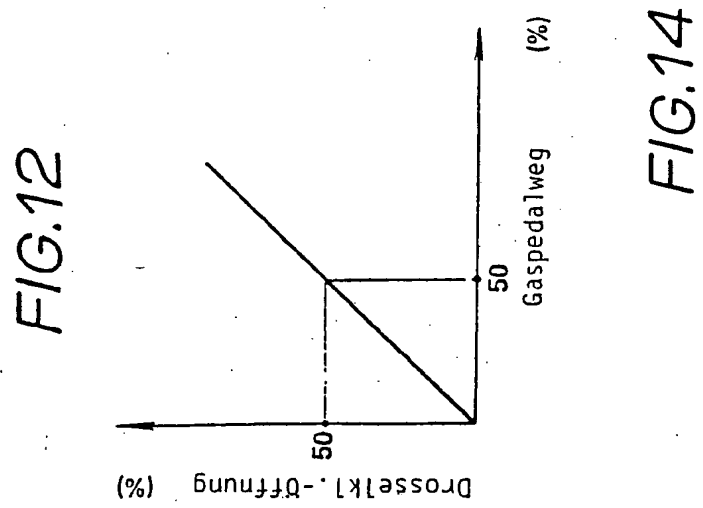
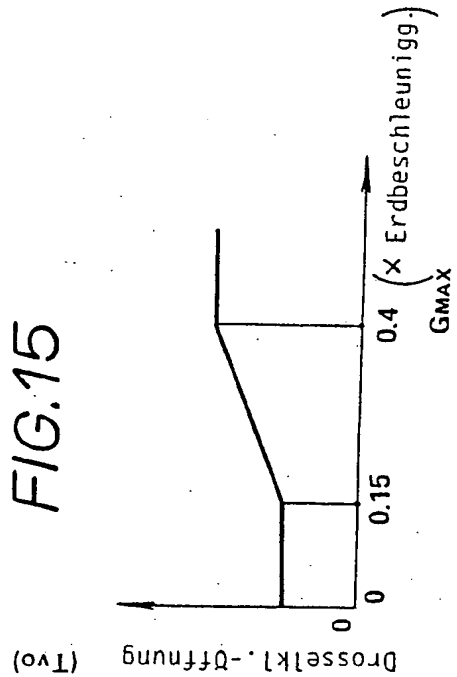
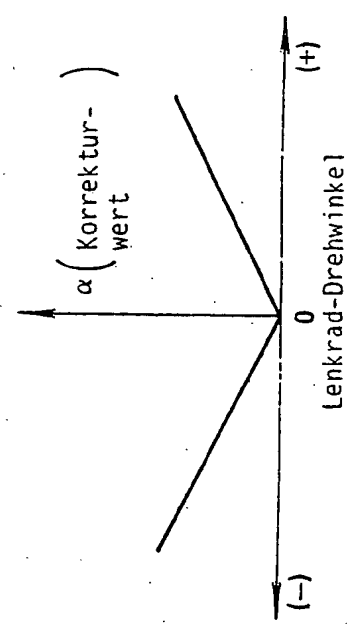


FIG.14



ORIGINAL INSPECTED

24-07-77

3724574

FIG.16

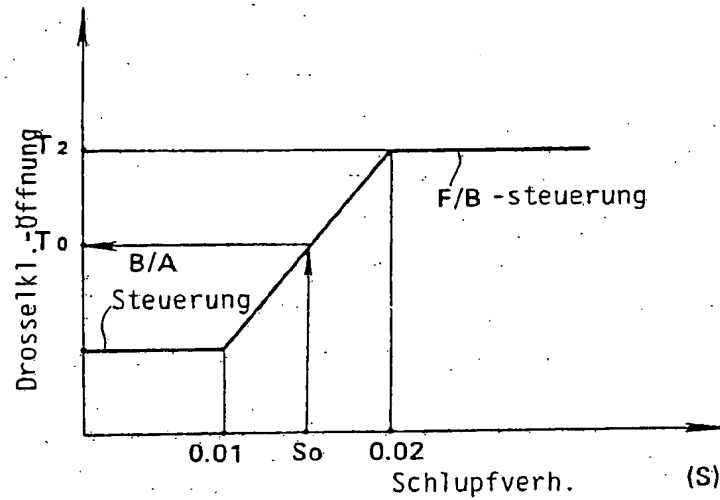
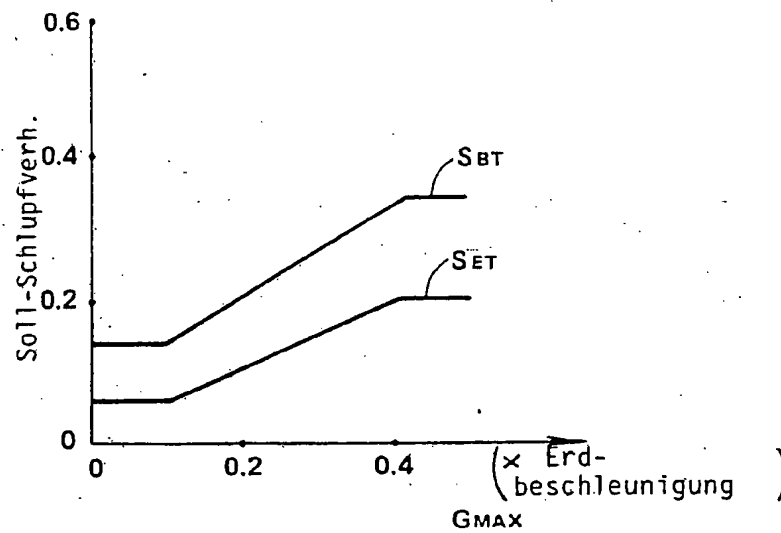
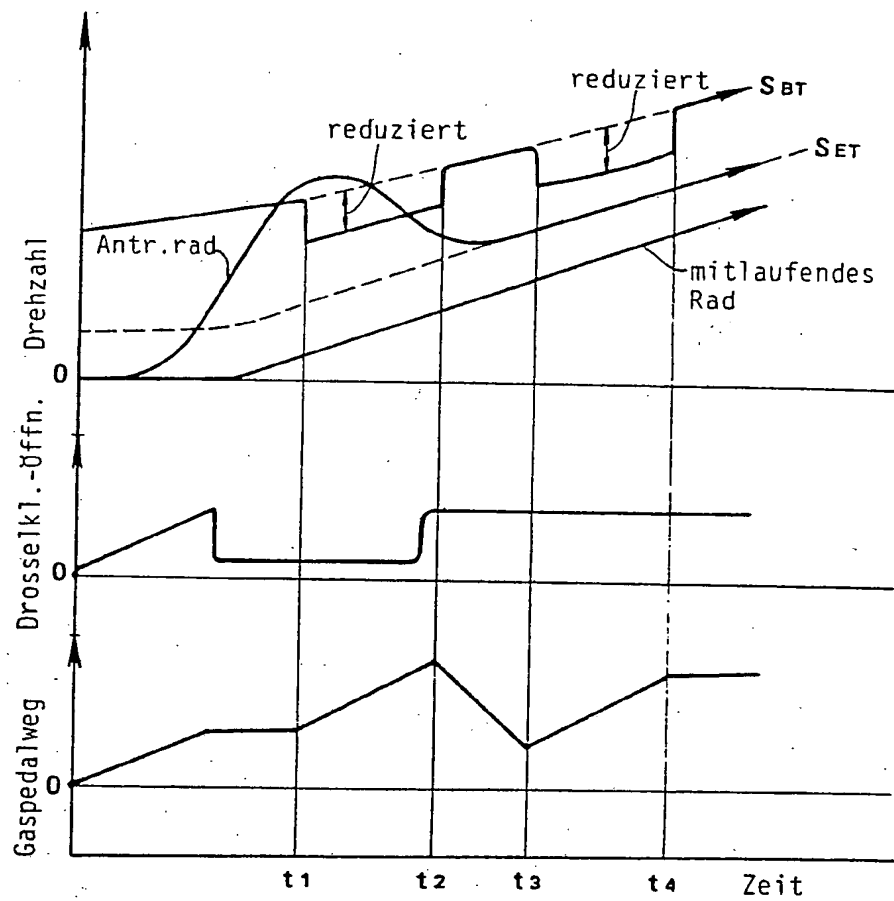


FIG.17



3724574

FIG.18



24-07-87

3724574

FIG.19

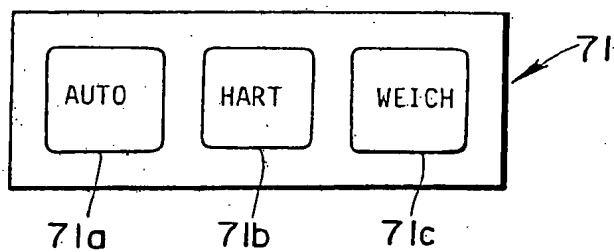


FIG.20

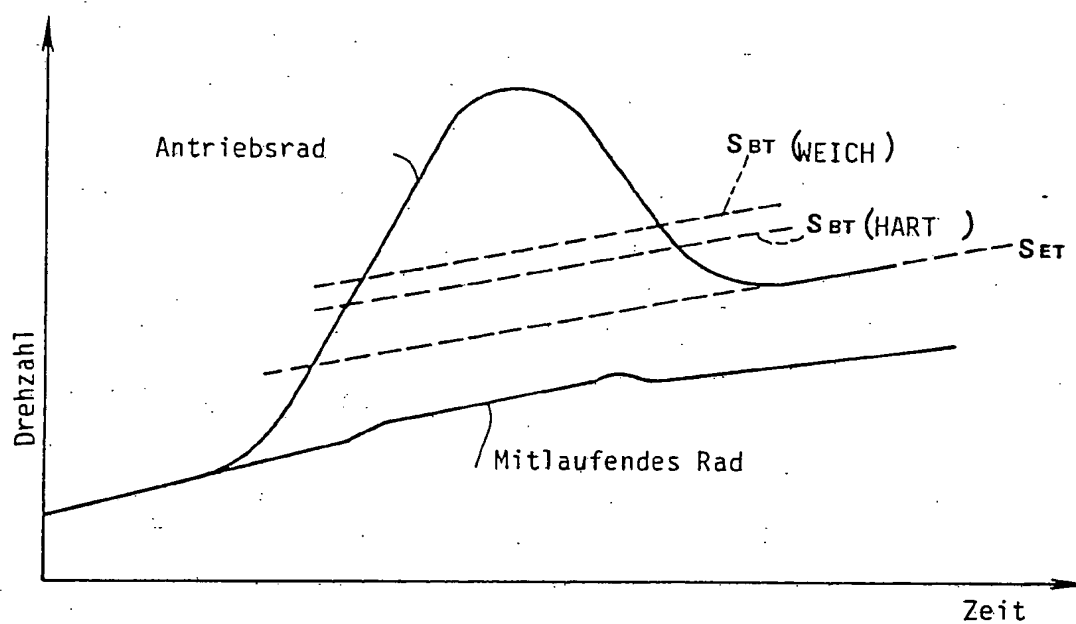


FIG. 21

